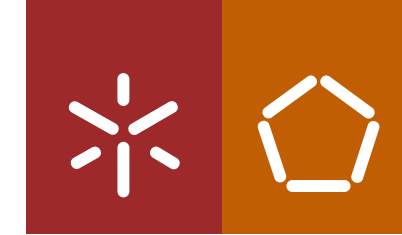




Pedro Joaquim Pereira dos Santos

Desenvolvimento de um Range Extender baseado num motor BMW K75 – Transformação de ciclo Otto para ciclo Miller

Universidade do Minho  
Escola de Engenharia







Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Pedro Joaquim Pereira dos Santos

Desenvolvimento de um Range Extender  
baseado num motor BMW K75 –  
Transformação de ciclo Otto para ciclo  
Miller

Tese de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação de  
Professor Doutor Jorge José Gomes Martins  
Professor Doutor Francisco C. Pimenta de Brito

# DECLARAÇÃO

Nome: Pedro Joaquim Pereira dos Santos

Endereço eletrónico: [pipsa@sapo.pt](mailto:pipsa@sapo.pt)

Telefone: 00351 915228369

Número do cartão do cidadão: 13661604

Título dissertação: **Desenvolvimento de um Range Extender baseado num motor BMW K75 – transformação de ciclo Otto para ciclo Miller.**

Orientador(es): Professor Doutor Jorge José Gomes Martins; Professor Doutor Francisco C. Pimenta de Brito

Ano de conclusão: 2013

Designação do Mestrado ou do Ramo de Conhecimento do Doutoramento:

Ciclo de Estudos Conducente ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Declaro que concedo à Universidade do Minho e aos seus agentes uma licença não-exclusiva para arquivar e tornar acessível, nomeadamente através do seu repositório institucional, nas condições abaixo indicadas, a minha dissertação, no todo ou em parte, em suporte digital.

Declaro que autorizo a Universidade do Minho a arquivar mais de uma cópia da dissertação e a, sem alterar o seu conteúdo, converter a dissertação entregue, para qualquer formato de ficheiro, meio ou suporte, para efeitos de preservação e acesso.

Retenho todos os direitos de autor relativos à dissertação, e o direito de a usar em trabalhos futuros (como artigos ou livros).

Concordo que a minha tese ou dissertação seja colocada no repositório da Universidade do Minho com o seguinte estatuto:

- Disponibilização imediata do conjunto do trabalho para acesso mundial

Universidade do Minho, \_\_ / \_\_ / \_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer a todos aqueles que me apoiaram, motivaram, ajudaram na elaboração deste projeto.

Passo a agradecer a:

Meus Pais

Professor Doutor Jorge Martins

Professor Doutor Francisco Brito

Nuno Pacheco

Armando Alves

Professor Doutor Eurico Seabra

Engenheiro Pedro Correia



## RESUMO

Os motores de combustão interna de ignição por compressão possuem geralmente maiores rendimentos que os motores de ignição comandada. No entanto, existem estratégias que permitem aumentar o rendimento dos motores de ignição comandada, podendo-se mesmo ultrapassar os rendimentos dos motores Diesel. Algumas destas estratégias passam pela variação da taxa de compressão e do tempo de aberturas de válvulas. O chamado Ciclo de Miller implementa ambas estas estratégias com o objetivo de conseguir a sobre-expansão dos gases de escape aproveitando melhor a sua entalpia.

A redução da massa de ar a ser admitida ao motor em cada ciclo, característica do ciclo de Miller, pode ser conseguida por atraso no fecho das válvulas de admissão (LIVC – Late Intake Valve Closure) ou por adiantamento no fecho das válvulas de admissão (EIVC – Early Intake Valve Closure).

Com a realização deste trabalho pretende-se alterar um motor BMW K75 adaptando-o de ciclo de Otto para ciclo de Miller de forma a garantir um melhoramento do rendimento e desenvolver um conceito de *Range Extender*, para carros elétricos, eficiente.

A reduzida massa de ar admitida e a baixa velocidade de rotação do motor traduz-se numa queda de potência para 1/3 a 1/4 da potência original. Como nalgumas condições poderá ser necessário dispor de uma potência mais elevada, vai ser necessário um segundo ponto de funcionamento do motor a alta velocidade, optando-se assim por usar o sistema LIVC (o qual beneficia a eficiência volumétrica nestas condições), naturalmente sacrificando o rendimento.

Foram estudadas e projetadas as alterações necessárias para a implementação do ciclo de Miller no motor BMW K75 através de um modelo teórico que permite calcular o rebaixamento do bloco necessário para a taxa de compressão retida desejada, assim como estimar a melhoria de rendimento esperado para os perfis de cames existentes (Dwell 50 e 60) e outros perfis que possam melhorar, ainda mais, a eficiência do motor. Foi selecionada, teoricamente, a configuração (rebaixamento do bloco e perfil do came de admissão) que maximizará o rendimento do motor.

O presente trabalho testou detalhadamente o motor no seu estado original, depois de uma laboriosa preparação da instalação experimental.

Futuramente deverá ser aperfeiçoada a configuração que proporcionará melhor rendimento pela comparação dos valores obtidos por ensaios experimentais do motor no ciclo de funcionamento original (ciclo de Otto) com os obtidos para o motor alterado (ciclo de Miller) para diferentes taxas de compressão e perfis de cames.

**Palavras-chave:** Combustíveis fósseis, Motor de combustão interna, Ciclo de Otto, Ciclo de Miller, Motores sobre-expandidos, Range Extender, Rendimento, Consumo específico



## ABSTRACT

The internal combustion engines with compression ignition have higher efficiency than spark ignition engines. However, there are strategies that help to increase the efficiency of spark ignition engines, and even surpass the efficiency of diesel engines. Some of these strategies include the change in compression ratio and valve opening/closure time. The so-called Miller cycle implements both of these strategies in order to achieve the over-expansion of the exhaust gases, better using their enthalpy.

Reducing the mass of air to be admitted to the engine in each cycle, characteristic of Miller cycle, can be achieved by delayed closure of the intake valves ( LIVC - Late Intake Valve Closure ) or anticipating the closing the intake valves ( EIVC -Early Intake Valve Closure).

With this work we intend to change a BMW K75 engine adapting it from an Otto cycle to a Miller cycle to ensure an improvement in the thermal efficiency and develop a concept of efficiency-based Range Extender for electric vehicles.

The reduced mass of air admitted and the low speed of the engine translates into a power drop to 1/3 to 1/ 4 of the original power. Under some conditions, as it may be necessary to have a higher power, a second point of engine operation at high speed will be necessary, so opting to use the system LIVC (which benefits the volumetric efficiency in these conditions), naturally sacrificing performance.

The design of the necessary changes for the implementation of the Miller cycle engine were studied and prepared through a theoretical model that predicts the required lowering of the block for the desired trapped compression ratio. This model was also used for estimating the efficiency improvement obtained with each one of the newly manufactured camshaft profiles (Dwell 50 and 60) and other possible profiles that may improve even more the engine efficiency.

The present study tested the original engine in detail, after a laborious preparation of the experimental setup. In the future, the configuration which will provide the best performance should be studied by comparing the values obtained by experimental trials of the original engine (Otto cycle) with those obtained with the modified engine (Miller cycle) for different compression ratios and cams profiles.

**Key-words:** Fossil fuels, internal combustion engine, Otto cycle, Miller cycle, over- expanded engine, Range Extender, efficiency, specific consumption



# ÍNDICE

Declaração .....	iii
Agradecimentos.....	v
Resumo.....	vii
Abstract.....	ix
Índice .....	xi
Índice de Figuras.....	xvii
Índice de tabelas .....	xxiii
Glossário de Símbolos e Abreviaturas.....	xxv
1 Introdução.....	3
1.1 Motivação .....	5
1.2 Objetivos .....	5
2 Revisão Bibliográfica .....	9
2.1 Parque Automóvel Europeu .....	9
2.1.1 Alternativas ecológicas aplicadas ao parque automóvel atual .....	9
2.2 Motor de combustão interna.....	14
2.2.1 Constituição de um motor de combustão interna .....	15
2.2.2 Princípios de funcionamento de um motor .....	16
2.2.3 Funcionamento de um motor de ignição comandada (ex: BMW K75) .....	17
2.2.4 Alimentação/mistura.....	19
2.2.5 Ignição.....	20
2.2.6 Diagrama de distribuição.....	20
2.2.7 Parâmetros de funcionamento.....	21
2.2.8 Curvas características do motor .....	25
2.3 Ciclos termodinâmicos .....	27

2.3.1	Ciclo de Otto.....	28
2.3.2	Ciclo a carga parcial .....	30
2.3.3	Ciclo de Diesel.....	32
2.3.4	Ciclo Misto ou Dual.....	32
2.3.5	Ciclo de Miller.....	34
2.3.6	Comparação entre os ciclos de Otto (carga parcial), Diesel (Dual) e de Miller . .....	37
2.4	Otimização de motores.....	38
2.4.1	Variação da taxa de compressão .....	38
2.4.2	Variação da abertura e fecho das válvulas .....	42
2.4.3	Sobre-alimentação .....	44
2.4.4	Sobre-expansão .....	45
2.5	Motores Sobre-expandidos.....	46
3	Modelo teórico das massas de ar .....	53
3.1	Dados iniciais .....	53
3.2	Medição da taxa de compressão do motor .....	54
3.2.1	Volume varrido .....	54
3.2.2	Volume câmara de combustão real .....	54
3.2.3	Taxa de compressão real.....	57
3.3	Determinação do deslocamento das válvulas. ....	57
3.3.1	Verificação e correção do <i>timing</i> das válvulas.....	59
3.4	Cálculo da taxa de compressão retida .....	62
3.4.1	Estimativa do binário e da potência obtida .....	64
3.4.2	Estimativa do rendimento total obtido.....	65
3.5	Resultados.....	65
3.5.1	Motor original .....	67

3.5.2	1º Ponto de funcionamento (3500 rpm) .....	68
3.5.3	2º Ponto de funcionamento (7000 rpm) .....	70
3.6	Discussão de resultados .....	72
4	Instalação experimental .....	79
4.1	Motor BMW K75 .....	79
4.1.1	Montagem do motor BMW K75 .....	80
4.2	Instalação do motor na banca de ensaios .....	85
4.2.1	Colocação da estrutura de suporte do motor na banca de ensaios .....	85
4.2.2	Sistema de alimentação de combustível .....	85
4.2.3	Sistema elétrico .....	87
4.2.4	Sistema de arrefecimento .....	88
4.2.5	Sistema de escape .....	89
4.3	Instalação do freio hidráulico no motor .....	90
4.3.1	Sistema de acoplamento do freio ao motor BMW K75 .....	90
4.4	Arranque do motor BMW K75 .....	92
4.5	Utilização do freio hidráulico .....	93
4.6	Problemas, causas e soluções encontradas no motor BMW K75 .....	93
5	Procedimentos experimentais .....	99
5.1	Sistema de aquisição de dados .....	99
5.1.1	Construção do novo sistema de aquisição de dados .....	102
5.1.2	Medição do binário .....	103
5.1.3	Medição da rotação .....	104
5.1.4	Medição das temperaturas .....	105
5.1.5	Pesagem do Combustível .....	105
5.2	Problemas, causas e soluções encontradas durante a aquisição de dados .....	106

6	Análise de resultados .....	113
6.1	Ensaio realizado .....	113
6.1.1	Ensaio realizado para todo o regime de rotações do motor .....	113
6.1.2	Ensaio realizado para um regime de rotações específico .....	113
6.2	Condições dos ensaios .....	114
6.3	Tratamento dos resultados obtidos.....	115
6.4	Resultados obtidos .....	116
6.4.1	Ensaio com acelerador totalmente aberto (0-9000 rpm) .....	117
6.4.2	Ensaio com acelerador 75% aberto (0-9000 rpm) .....	118
6.4.3	Ensaio com acelerador 50% aberto (0-9000 rpm) .....	119
6.4.4	Ensaio com acelerador 25% aberto (0-9000 rpm) .....	119
6.4.5	Ensaio com acelerador 25% aberto (3000-4000 rpm) .....	120
6.4.6	Ensaio com acelerador 18,75% aberto (3000-4000 rpm).....	122
6.4.7	Ensaio com acelerador 12,5% aberto (3000-4000 rpm).....	122
6.4.8	Ensaio com acelerador 6,25% aberto (3000-4000 rpm).....	123
6.5	Diagrama de desempenho do Motor BMW K75.....	124
7	Alteração do motor bmw k75 .....	129
7.1	Instalação do novo sistema de controlo eletrónico.....	129
7.2	Alterações mecânicas do motor BMW K75.....	131
7.2.1	Rebaixamento do bloco .....	132
7.2.2	Substituição das árvores de cames .....	135
8	Conclusões e trabalho futuro.....	139
8.1	Conclusões.....	139
8.2	Trabalho Futuro.....	142
	Referências .....	147

Anexo A – Resultados do modelo teórico.....	155
Anexo B – Esquema elétrico original do motor BMW K75 .....	161
Anexo C – Curvas características do freio hidráulico .....	165
Anexo D – Procedimento de calibração da célula de carga.....	169
Anexo E – Modelação do pistão BMW K75.....	173





## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1- Consumo de energia final por setores, segundo EEA no seu relatório de 2010 [4] ....	3
Figura 1.2 – Consumo de combustíveis fósseis por sector, segundo EEA no seu relatório de 2010 (adaptado de [4]).....	4
Figura 2.1 - Corte que permite a visualização do volume ocupado pelo elevado número de baterias colocadas num BEV, Nissan Leaf (a), resultado da baixa densidade energética dos acumuladores e da necessidade de assegurar autonomia suficiente (b) (adaptado de [11] e [14]) .....	11
Figura 2.2 - Diagrama dos sistemas de acionamento possíveis num automóvel e sentidos de escoamento da energia; veículo com motor de combustão interna (a), veículo elétrico (BEV) com motor elétrico centralizado (b), veículo híbrido paralelo com um motor elétrico centralizado (c), veículo híbrido série com um motor elétrico centralizado (d), veículo elétrico (BEV) com motor elétrico nas rodas (e), veículo híbrido série com motor elétrico nas rodas (f) .....	12
Figura 2.3 - Esquema do motor BMW K75 (adaptado de [19]) .....	15
Figura 2.4 - Pontos Mortos do motor (reproduzido de [20]) .....	16
Figura 2.5 - Diagrama de distribuição do motor BMW K75 .....	21
Figura 2.6 - Curvas características do motor BMW K75 .....	26
Figura 2.7- Ciclo de Otto real vs teórico .....	27
Figura 2.8 - Ciclo teórico de Otto.....	28
Figura 2.9 – Rendimento teórico do ciclo de Otto .....	30
Figura 2.10 - Ciclo teórico de Otto a carga parcial .....	30
Figura 2.11 – Variação do rendimento teórico com a carga aplicada.....	31
Figura 2.12 - Ciclo teórico de Diesel .....	32
Figura 2.13 - Ciclo teórico Misto .....	32
Figura 2.14 - Ciclo teórico de Miller .....	34
Figura 2.15 – Rendimento teórico do ciclo de Miller com $\epsilon_{geo}$ fixa em função de $\sigma$ .....	36
Figura 2.16 – Rendimento teórico do ciclo de Miller com $\epsilon_{ret}$ fixa em função de $\sigma$ .....	36
Figura 2.17 - Rendimento dos ciclos teóricos de Otto (carga parcial), Diesel (dual), Miller com $\epsilon_{ret}$ fixa e Miller com $\epsilon_{geo}$ fixa em função da carga aplicada .....	37
Figura 2.18 - Motor SAAB 1.6L com variação da taxa de compressão (reproduzido de [25]) .....	38
Figura 2.19 - Motor MCE-5 com variação da taxa de compressão .....	39

Figura 2.20 - Esquema de funcionamento do motor MCE-5 (reproduzido de [26]).....	39
Figura 2.21 - Princípio de funcionamento do motor Nissan VCR (reproduzido de [27]).....	40
Figura 2.22 - Sistema de variação do volume da câmara de combustão num motor Ford VCR (reproduzido de [29]) .....	40
Figura 2.23 - Pistão do motor Ford VCR (adaptado de [29]) .....	41
Figura 2.24 - Pistão VCR Daimler-Benz (reproduzido de [29]) .....	41
Figura 2.25 - Sistema de variação de fase “Vanos” da BMW (reproduzido de [31]) .....	42
Figura 2.26 - Esquema de funcionamento do sistema Honda VTEC (adaptado de [32]) .....	43
Figura 2.27 - Sistema Valvetronic da BMW (a - posição de abertura mínima; b - posição de abertura máxima) (adaptado de [33]) .....	44
Figura 2.28 - Esquema de funcionamento de um compressor do tipo parafuso [34] .....	45
Figura 2.29 - Esquema de um turbo-compressor (adaptado de [35]) .....	45
Figura 2.30 - Comparação entre os rácios de compressão e expansão no ciclo de Otto (a) e no ciclo de Miller (b) .....	46
Figura 2.31 - Motor de Atkinson (reproduzido de [37]).....	47
Figura 2.32 – Perdas por bombagem entre o método EIVC (a) e o LIVC (b) (reproduzido de [39]) .....	48
Figura 3.1 - Processo de vedação entre a placa de acrílico e a culassa, através da colocação de óleo na periferia da câmara de combustão .....	55
Figura 3.2 - Colocação da placa na superfície retificada da culassa.....	55
Figura 3.3 - Gasolina usada no processo de medição do volume .....	55
Figura 3.4 - Preenchimento da calote com gasolina.....	55
Figura 3.5 - Calote totalmente preenchida com gasolina.....	55
Figura 3.6 - Colocação do bloco do motor com o topo dos pistão viradas para cima (a) e posterior nivelamento do bloco (b) .....	56
Figura 3.7 - Determinação do PMS .....	56
Figura 3.8 - Preenchimento do volume com gasolina.....	56
Figura 3.9 - Preenchimento do volume com óleo fino .....	57
Figura 3.10 - Representação do movimento de um mecanismo came-seguidor, semelhante ao utilizado no motor BMW K75 (adaptado de [43]) .....	58
Figura 3.11 - Perfil do came de admissão e perfil do deslocamento da válvula de admissão, determinado analiticamente.....	59

Figura 3.12 - Perfil do deslocamento da válvula de admissão dividido em 360 pontos, desenhado em AutoCAD 2013.....	59
Figura 3.13 - Deslocamentos dos came e das válvulas de admissão e escape do motor BMW K75 medidos em trabalhos anteriores em função do ângulo da cambota.....	60
Figura 3.14 - Disco graduado (a) e régua (b) posicionados no motor .....	60
Figura 3.15 - Colocação do comparador sobre a face do came .....	61
Figura 3.16 - Esquema representativo da inclinação das válvulas de escape e admissão .....	61
Figura 3.17 – Deslocamentos, corretos, dos came e das válvulas de admissão e escape do motor BMW K75 medidos em função do ângulo da cambota .....	62
Figura 3.18 – Diferentes estágios de abertura das válvulas de admissão (adaptado de [20]) ....	63
Figura 3.19 – Comparação entre o perfil do came original com os perfis dos came Dwell 50 e Dwell 60 .....	66
Figura 3.20 - Taxa de compressão retida em função do rebaixamento do bloco para Dwell 50 e 60 à velocidade de 3500 rpm.....	67
Figura 3.21 – Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm .....	68
Figura 3.22 – Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm .....	68
Figura 3.23 - Rendimento estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm .....	69
Figura 3.24 – Taxa de compressão retida para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm .....	70
Figura 3.25 - Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm .....	71
Figura 3.26 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm .....	71
Figura 3.27 - Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da potência obtida às 3500 rpm .....	73
Figura 3.28 – Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da relação de expansão às 3500 rpm .....	75
Figura 4.1 – Aspeto do motor BMW K75 desmontado.....	80
Figura 4.2 - Componentes do motor BMW K75 organizados.....	80

Figura 4.3 - Colocação da junta de vedação e tampa do cárter do óleo .....	81
Figura 4.4 - Pistão do motor BMW K75 com os segmentos e a biela montada .....	81
Figura 4.5 - Colocação das válvulas .....	81
Figura 4.6 - Colocação das "meias-luas" com um grampo de válvulas modificado .....	82
Figura 4.7 - Colocação dos impulsores das válvulas .....	82
Figura 4.8 - Cabeça do motor colocada no bloco do motor .....	83
Figura 4.9 - Esquema da distribuição do motor BMW K75 (adaptado de [46]) .....	83
Figura 4.10 - Montagem da bomba de óleo e água.....	83
Figura 4.11 - Estrutura de suporte do motor.....	84
Figura 4.12 - Adaptação de orelhas de suporte à estrutura de suporte do motor existente .....	84
Figura 4.13 – Instalação do motor na banca de ensaios (a – suporte antivibrático, b – suporte antivibrático colocado entre a estrutura e as calhas de fixação, c – motor assente nas calhas de fixação) .....	85
Figura 4.14 - Esquema ilustrativo do sistema de alimentação de combustível do motor BMW K75 .....	86
Figura 4.15 - Sistema de divisão da linha de alimentação do combustível .....	86
Figura 4.16 - Sistema de monitorização das temperaturas no motor BMW K75 .....	88
Figura 4.17 - Conta-rotações KAL-D R/T aplicado ao motor BMW K75 .....	88
Figura 4.18 - Sistema de arrefecimento adaptado para o motor BMW K75 (a – tanque de expansão, b – radiador, c – tubo do líquido de arrefecimento frio, d – tubo do líquido de arrefecimento quente, e – bomba do líquido de arrefecimento) .....	89
Figura 4.19 - Sistema de escape montado no motor BMW K75 (a – soldagem da flange ao tubo de escape, b – união do tubo ao coletor de escape, c – ligação da linha de escape ao exaustor) .....	90
Figura 4.20 - Conjunto de transmissão (a - união flexível) .....	90
Figura 4.21 - Fixação do conjunto de transmissão ao volante do motor .....	91
Figura 4.22 - Bloco adaptador fixo no bloco do motor .....	91
Figura 4.23 - Freio hidráulico acoplado ao motor sem célula de carga (esquerda) e com célula de carga (direita).....	91
Figura 4.24 – Mostrador do nível do óleo no motor BMW K75 .....	92
Figura 5.1 - Gráfico binário/rotação do motor BMW K75 obtidos com o primeiro sistema de aquisição de dados .....	100

Figura 5.2 - Comparação entre os valores de binários obtidos utilizando o sistema de aquisição de dados antigo e o novo. ....	101
Figura 5.3 - Versão protótipo do novo sistema de aquisição de dados .....	102
Figura 5.4 - Caixa com fonte de alimentação, despromovida de todos os componentes informáticos, utilizada para acondicionar o sistema de aquisição de dados .....	102
Figura 5.5 - Versão final do sistema de aquisição de dados (a- célula de carga, b- conta-rotações, c- cabo de saída de dados USB 2.0, d- caixa com placa de aquisição e amplificador de instrumentação, e- fonte de alimentação, f- ficha de alimentação para a fonte, g- entradas de sinal, h- conectores para termopares, i- conetores de rotação, binário).....	103
Figura 5.6 - Curva de calibração da célula de carga.....	104
Figura 5.7 - Sensor de rotação do freio .....	104
Figura 5.8 - Sensor de temperatura colocado no tubo do líquido de arrefecimento (esquerda) e no interior do tubo de escape (esquerda).....	105
Figura 5.9 - Estrutura de suporte para a balança e depósito de combustível .....	106
Figura 5.10 - Rótula fraturada .....	107
Figura 5.11 - Rótulas soldadas.....	107
Figura 5.12 - Aspeto dos parafusos fraturados e empenados .....	108
Figura 5.13 - Remoção do restante de um parafuso quebrado do interior de um furo roscado	108
Figura 5.14 - Torneamento das chumaceiras de nylon .....	108
Figura 5.15 - Chumaceira de nylon destruída .....	109
Figura 5.16 - Chumaceiras em nylon grafitado .....	109
Figura 5.17 - Suporte do freio com chumaceira e pino de pivotagem instalados.....	109
Figura 5.18 - Solução criada para restringir o movimento axial dos pinos .....	110
Figura 5.19 - Separação da estrutura de suporte do freio hidráulico do bloco do motor .....	110
Figura 6.1 - Válvulas controladoras do caudal de água do freio.....	114
Figura 6.2 – Exemplo da curva do consumo de combustível ao longo do tempo num ensaio..	115
Figura 6.3 - Exemplo do binário lido pelo sistema de aquisição por velocidade de rotação .....	116
Figura 6.4 – Exemplo da média do binário lido pelo sistema de aquisição por velocidade de rotação.....	116
Figura 6.5 - Binário medido vs. Binário original do motor BMW K75.....	118
Figura 6.6 - Diagrama de desempenho do motor BMW K75 .....	125
Figura 6.7 – Potência por atrito, consumida no motor BMW K75 .....	125

Figura 7.1 – Sistema de controlo eletrónico Bosch L-jetronic e Megasquirt II V3.0 .....	129
Figura 7.2 - Medidor de caudal de ar (Bosch L-Jetronic) .....	130
Figura 7.3 - Adaptação do canal de admissão para colocação do sensor de temperatura do ar admitido.....	131
Figura 7.4 - Junta da culassa original (a) e juntas da culassa de espessura variável (b - 0,5mm; c – 1,0mm; d – 2,0mm).....	132
Figura 7.5 - Vista em corte, pelo centro das cavidades das válvulas, do pistão BMW K75 (dimensões apresentadas em mm).....	133
Figura 7.6 - Deslocamentos dos came e das válvulas de admissão e escape originais e as Dwell 50 e 60 em função do ângulo da cambota .....	134
Figura 7.7 - Deslocamentos dos came e das válvulas de admissão e escape, originais e alteradas, em função do ângulo da cambota .....	135
Figura 7.8 - Árvore de came Dwell 50, original e Dwell 60 (da esquerda para a direita).....	135

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Parâmetros para a determinação das constantes a e b.....	25
Tabela 3.1 - Características técnicas do motor BMW K75 [19] .....	53
Tabela 3.2 - <i>Timing</i> das válvulas medidos no motor BMW K75.....	61
Tabela 3.3 - <i>Timing</i> das válvulas do motor BMW K75 apresentado no manual de reparação do motor [19] .....	62
Tabela 3.4 - Casos de estudo escolhidos para o projeto .....	67
Tabela 3.5 - Rendimento do motor BMW K75 em ciclo de Miller para as várias configurações estudadas ( a) – os rendimentos para estas combinações não são apresentados pois a taxa de compressão retida ultrapassa o limite de ocorrência de knock) .....	74
Tabela 3.6 – Percentagem de melhoria no rendimento do motor BMW K75 em ciclo de Miller face ao motor original (às 3500 rpm e mesmo binário efetivo que o obtido em ciclo de Miller à mesma rotação) para as várias configurações estudadas ( a) – os rendimentos para estas combinações não são apresentados pois a taxa de compressão retida ultrapassa o limite de ocorrência de knock).....	74
Tabela 4.1 - Características técnicas do motor BMW K75 (adaptado de [19]) .....	79
Tabela 4.2 - Quadro resumo de problemas, causas e soluções encontradas no motor BMW K75 .....	95
Tabela 6.1 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador totalmente aberto (0-9000 rpm) ...	117
Tabela 6.2 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 75% aberto (0-9000 rpm) .....	118
Tabela 6.3 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 50% aberto (0-9000 rpm) .....	119
Tabela 6.4 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 25% aberto (0-9000 rpm) .....	120
Tabela 6.5 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 25% aberto (3000-4000 rpm) .....	121
Tabela 6.6 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 18,75% aberto (3000-4000 rpm) ..	122
Tabela 6.7 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 12,5% aberto (3000-4000 rpm)....	123
Tabela 6.8 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 6,25% aberto (3000-4000 rpm)....	124





## GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

<i>Símbolos Romanos</i>	<i>Definição</i>	<i>Unidade</i>
$A$	Área de secção	$m^2$
$A/F$	Relação estequiométrica ar/combustível	$kg_{ar}/kg_{comb}$
$b$	Comprimento de um braço	$m$
$B$	Binário	$N.m$
$B$	Constante $B = \frac{PCI}{R \times T_1 (1 + A/F)}$	$(-)$
$C_d$	Coefficiente de descarga	$(-)$
$C$	Curso do pistão	$m$
$C_p$	Calor específico a pressão constante do ar	$J/(kg.K)$
$C_s$	Consumo Específico	$g/kWh$
$C_v$	Calor específico a volume constante do ar	$J/(kg.K)$
$d$	Diâmetro da haste da válvula	$m$
$D$	Diâmetro do cilindro	$m$
$D_s$	Diâmetro do canal de admissão para o cilindro	$m$
$D_v$	Diâmetro da válvula	$m$
$e$	Espessura da junta da culassa	$m$
$e_{vol}$	Eficiência volumétrica	$\%$
$f$	Força	$N$
$k$	Factor de conversão	$(-)$
$L$	Distância entre eixos da biela	$m$
$L_v$	Deslocamento da válvula	$m$
$\dot{m}_{ar}$	Caudal mássico de ar	$kg/s$
$\dot{m}_f$	Caudal mássico de combustível	$kg/s$
$m$	Massa	$kg$
$M$	Massa molar	$kg/kmol$
$n$	Número de pistões	$(-)$
$N$	Velocidade de rotação	$rot/s$
$p$	Pressão	$Pa$
$p_{ma}$	Pressão média de atrito	$kPa$
$p_{me}$	Pressão média efetiva	$kPa$
$p_{mi}$	Pressão média indicada	$kPa$

$PCI$	<i>Poder calorífico inferior do combustível</i>	$J/kg$
$Q_f$	<i>Calor fornecido pela fonte fria</i>	$J/kg$
$Q_o$	<i>Calor fornecido pela fonte quente</i>	$J/kg$
$R$	<i>Raio da cambota</i>	$m$
$R$	<i>Constante específica de gás para o ar</i>	$J/kg.K$
$R_{BC}$	<i>Relação biela-cambota (<math>R_{BC} = L/R</math>)</i>	$(-)$
$R_{CD}$	<i>Relação curso-diâmetro</i>	$(-)$
$s$	<i>Deslocamento do pistão</i>	$m$
$T$	<i>Tempos do motor (4 ou 2)</i>	$(-)$
$v$	<i>Tensão</i>	$v$
$v_{med}$	<i>Velocidade média do pistão (<math>v_{med} = 2CN</math>)</i>	$m/s$
$v_o$	<i>Velocidade instantânea do pistão</i>	$m/s$
$V$	<i>Volume</i>	$m^3$
$w$	<i>Diferença entre o diâmetro interno e externo da sede da válvula</i>	$m$
$W$	<i>Potência</i>	$J$

<i>Símbolos Gregos</i>	<i>Definição</i>	<i>Unidade</i>
$\beta$	<i>Ângulo de corte da válvula</i>	$^\circ$
$\gamma$	<i>Coeficiente adiabático</i>	$(-)$
$\delta$	<i>Relação de combustão a pressão constante</i>	$(-)$
$\varepsilon$	<i>Taxa de compressão</i>	$(-)$
$\eta$	<i>Rendimento</i>	$\%$
$\lambda$	<i>Coeficiente de excesso de ar</i>	$(-)$
$\sigma$	<i>Relação de expansão</i>	$(-)$
$\phi$	<i>Coeficiente de riqueza da mistura</i>	$(-)$
$\psi$	<i>Relação de combustão a volume constante</i>	$(-)$

#### *Abreviaturas*

<i>ACEA</i>	<i>European Automobile Manufacturers' Association</i>
<i>BEV's</i>	<i>Battery Electric Vehicles</i>
<i>EEA</i>	<i>European Environment Agency</i>

<i>EIVC</i>	<i>Early Intake Valve Closure</i>
<i>EREV's</i>	<i>Extended Range Electric Vehicles</i>
<i>GEE</i>	<i>Gases de efeito de estufa</i>
<i>HEV's</i>	<i>Hybrid Electric Vehicles</i>
<i>INE</i>	<i>Instituto Nacional de Estatística</i>
<i>LIVC</i>	<i>Late Intake Valve Closure</i>
<i>PMI</i>	<i>Ponto morto inferior</i>
<i>PMS</i>	<i>Ponto morto superior</i>
<i>MPI</i>	<i>Multi Point Injection</i>



## 1 INTRODUÇÃO

---



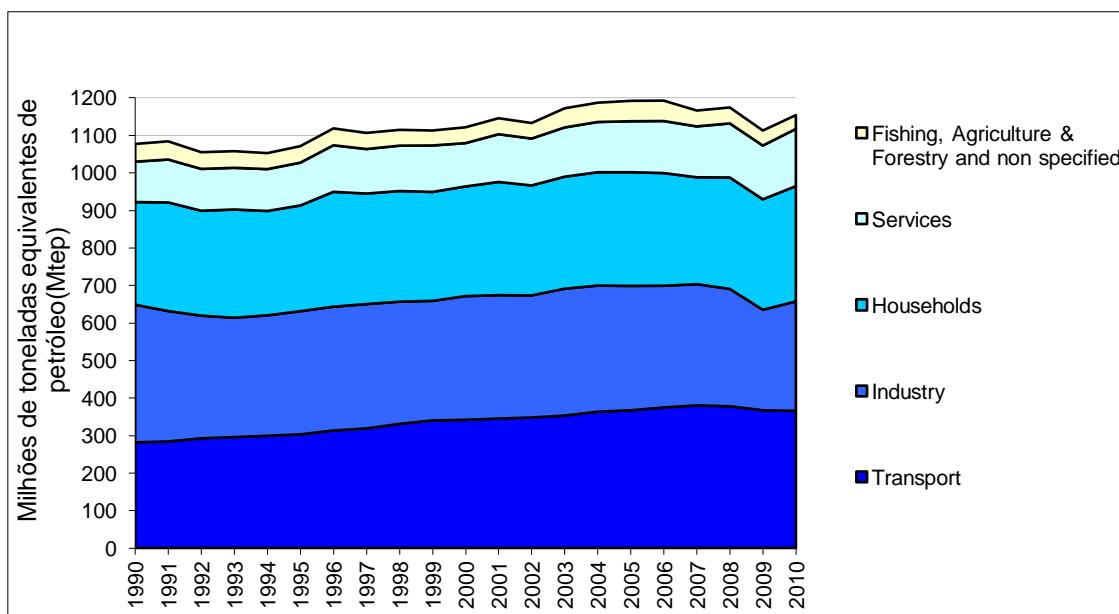
# 1 INTRODUÇÃO

A dependência elevada de combustíveis fósseis tem aumentado o custo destes recursos limitados. O estudo de tecnologias para a redução do consumo específico dos motores de combustão interna e para o melhoramento do desempenho global dos veículos automóveis tem sido tema de várias frentes de pesquisas.

Na década de 70, mais exatamente depois das crises petrolíferas de 1973 e 1979, a preocupação com a eficiência das tecnologias baseadas em combustíveis fósseis assim como a racionalização do seu uso aumentou [1] [2].

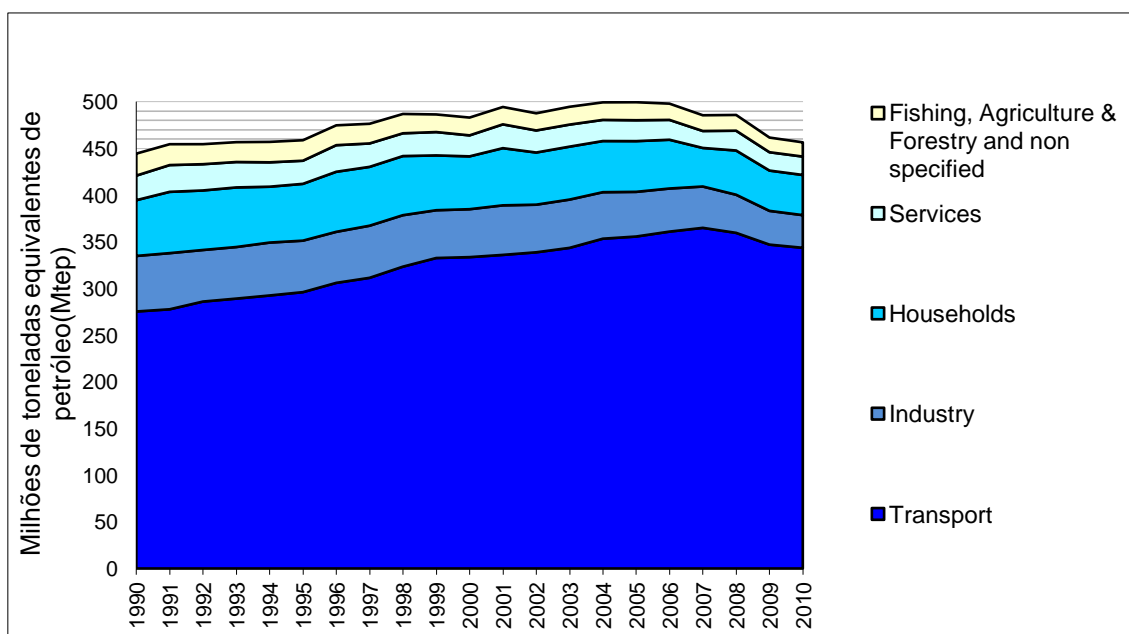
Apesar da tomada de consciência por parte da sociedade, a parcela correspondente aos combustíveis fósseis no consumo total de energia, segundo EEA (*European Environment Agency*) no seu relatório de 2008, foi de 83% no ano de 1990 caindo ligeiramente apenas cerca de quatro pontos percentuais até ao ano de 2005, situando-se nos 79% [3].

Como se pode observar pela Figura 1.1, o sector dos transportes apresenta a maior fatia da energia final consumida, cerca de 31,7% (EEA, 2010) [4].



**Figura 1.1- Consumo de energia final por setores, segundo EEA no seu relatório de 2010 [4]**

Falando exclusivamente do petróleo, o recurso energético mais problemático, como energia final, verifica-se pela Figura 1.2 que o sector dos transportes “esmaga” os outros sectores com um consumo de 75,3% (EEA, 2010) [4].



**Figura 1.2 – Consumo de combustíveis fósseis por sector, segundo EEA no seu relatório de 2010 (adaptado de [4])**

O aumento do uso do petróleo por parte das economias emergentes, aliado a conflitos internacionais (como por exemplo a invasão do Iraque e a recente “Primavera Árabe”) tem levado ao aumento do preço deste recurso.

Relembrando que em meados dos anos 90 o preço por barril rondava os 24 US\$ e que hoje em dia o preço ronda os 113 US\$, repara-se que surgiu um aumento de aproximadamente 471% face a 1990 e de cerca 154% face a 2010, onde o preço do petróleo por barril rondava os 73 US\$, segundo o relatório apresentado pela BP em 2012 [5]. Estes aumentos, quase insustentáveis do preço do combustível, obrigaram os estados a promoverem um racionamento mais adequado do uso deste recurso energético.

Outro problema diretamente relacionado com o elevado uso dos combustíveis fósseis é as elevadas emissões de  $\text{CO}_2$  que são responsáveis pelo indesejado efeito de estufa e consequente aquecimento global.

A emissão dos gases de efeito de estufa (GEE),  $\text{CO}_2$ , é diretamente proporcional ao consumo de combustíveis. Estando o uso de combustíveis nos transportes a aumentar, a emissões de gases GEE aumenta na mesma ordem de grandeza. Na EU-27 em 2005 o sector dos transportes emitiu cerca de 983,63  $\text{MtCO}_{2\text{equivalente}}$  representando um aumento de aproximadamente 27% face ao ano de 1990 (775  $\text{MtCO}_{2\text{equivalente}}$ ) [3].



Devido a estas consequências provenientes do uso desgovernado dos combustíveis fósseis implementou-se legislação que impõe limitações à emissão dos GEE, imposta por acordos internacionais como o caso do Protocolo de Quioto ou mesmo imposta pelos próprios estados [6].

## **1.1 MOTIVAÇÃO**

O estudo de tecnologias para a redução do consumo específico dos motores de combustão interna, das emissões de GEE para a atmosfera e a criação de veículos totalmente ou apenas auxiliados eletricamente têm sido temas de abundante desenvolvimento na atualidade.

Sabe-se que os motores de combustão interna de ignição por compressão são, tipicamente, possuidores de maiores rendimentos que os motores de ignição comandada. No entanto, existem tecnologias/estratégias que permitem aumentar o rendimento dos motores de ignição comandada, podendo-se mesmo ultrapassar os rendimentos dos motores Diesel. Algumas destas estratégias são, por exemplo, a variação da taxa de compressão e do tempo de aberturas de válvulas.

O Ciclo de Miller [7] implementa ambas as estratégias com o objetivo de conseguir a sobre-expansão dos gases de escape aproveitando melhor a sua entalpia. A sobre-expansão pode ser conseguida pela redução da massa de ar a ser admitida ao motor em cada ciclo, mantendo o mesmo curso do pistão em todos os tempos do motor, pelo atraso no fecho das válvulas de admissão (LIVC – Late Intake Valve Closure) ou por adiantamento no fecho das válvulas de admissão (EIVC – Early Intake Valve Closure). Usando o método EIVC a eficiência volumétrica a altas rotações é prejudicada reduzindo ainda mais, a sua potência. Pelo contrário, a altas rotações a estratégia LIVC beneficia da inércia dos gases de admissão, aumentando assim a eficiência volumétrica do motor.

Adicionalmente o rendimento poderá ser ainda maior com a redução do regime de rotações do motor, devido à minimização do atrito e desgaste mecânico.

## **1.2 OBJETIVOS**

Pretende-se retratar a alteração ao motor BMW K75 adaptando-o de um ciclo de Otto para um ciclo de Miller para o fabrico de um *Range Extender*, capaz de produzir uma potência de 15 kW às 3500 rpm. Pretende-se fabricar árvores de cames com diferentes perfis que permitam o atraso do fecho de válvula de admissão de forma a reduzir a massa de ar admitida por ciclo.

A reduzida massa de ar admitida e a baixa velocidade de rotação do motor traduz-se numa queda de potência para 1/3 a 1/4 da potência original. Como nalgumas condições poderá ser necessário dispor de uma potência mais elevada, vai ser necessário um segundo ponto de funcionamento do motor. Pretende-se que o segundo ponto de funcionamento do motor produza cerca de 35 kW às 7000 rpm.

A par da utilização de diferentes árvores de cames, pretende-se ainda determinar diferentes volumes para a câmara de combustão de forma a conseguir-se obter a máxima taxa de compressão retida no cilindro antes da ocorrência de knock e assim aproveitar mais eficazmente a entalpia dos gases de escape com um aumento da sobre-expansão.

Pretende-se ainda comparar os resultados experimentais com os obtidos por um modelo teórico e analisados de forma a escolher o melhor conjunto, árvore de cames/volume da câmara de combustão, que garantam o melhor rendimento do motor e assim desenvolver um conceito de *Range Extender* eficiente.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

---



## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

De forma a enquadrar e compreender melhor os conteúdos presentes neste trabalho realizou-se uma revisão alargada dos conceitos dominantes neste projeto.

Assim, ao longo deste capítulo justifica-se a necessidade do desenvolvimento de um parque automóvel eficiente, explica-se os princípios de funcionamento dos motores de combustão interna assim como os seus ciclos de funcionamento, enumerando e detalhando alguns sistemas que permitem a otimização dos motores, detalhando-se mais pormenorizadamente os sistemas de motores sobre-expandidos.

### **2.1 PARQUE AUTOMÓVEL EUROPEU**

O uso de automóveis ligeiros de passageiros para as deslocações diárias é muito frequente. Fazendo referência às estatísticas, em Portugal, existem cerca de 443 carros disponíveis por cada 1000 habitantes [8] , sendo que, a nível europeu a média em alguns países chega a ultrapassar os 600 carros por cada 1000 habitantes, exemplos disso é o Luxemburgo que tem disponível no seu parque automóvel cerca de 672 veículos ligeiros de passageiros por 1000 habitantes e a Itália que apresenta um índice de 606 em 2009 [9].

A procura por parte da população de meios de transporte públicos e alternativos ao rodoviário tem vindo a aumentar. Exemplo disso é o sector aéreo, que segundo o INE aumentou cerca de 6% em 2011 [8].

No entanto o número de veículos utilizados pela população continua elevado, sendo estes os maiores responsáveis pela escassez dos recursos energéticos fósseis e pela degradação do ambiente.

Em Portugal, o parque de veículos rodoviários contabilizados em circulação, até ao final do ano 2011 segundo o relatório do Instituto Nacional de Estatística editado no ano transato, totalizava 6 181 188 unidades. Sendo que cerca de 6 054 508 (98%) era representado exclusivamente por automóveis ligeiros e dos quais 78% dos veículos ligeiros eram de passageiros [8].

#### **2.1.1 Alternativas ecológicas aplicadas ao parque automóvel atual**

O uso intensivo de recursos energéticos não renováveis, principalmente os combustíveis fósseis, nos transportes tem levado a que organizações mundiais tenham imposto regras

respeitantes a emissões de GEE, diretamente relacionadas com o consumo de combustíveis. O Protocolo de Quioto, a mais importante legislação a nível internacional para a emissão dos GEE's, obriga no seu artigo 3 no ponto 1 a uma redução de 5% dos valores emitidos referente ao ano de 1990, por cada país, entre os anos 2008 e 2012 [6].

Segundo a ACEA (European Automobile Manufacturers' Association) em 2011 o parque automóvel europeu emitiu em média cerca de 136,6 gCO<sub>2</sub>/km representado assim um decréscimo de cerca 26,6% face a 1995. No entanto a Comissão Europeia impõe uma redução ainda maior das emissões médias do parque automóvel, pretendendo atingir o alvo de 95 g<sub>CO2</sub>/km para os carros ligeiros e 147 g<sub>CO2</sub>/km para os furgões em 2020 [10]. Ou seja, estima-se que para o ano de 2020 existam viaturas no parque automóvel europeu que em média consumam cerca de 5,4 L/100km de gasolina e 4,5L/100km de gasóleo.

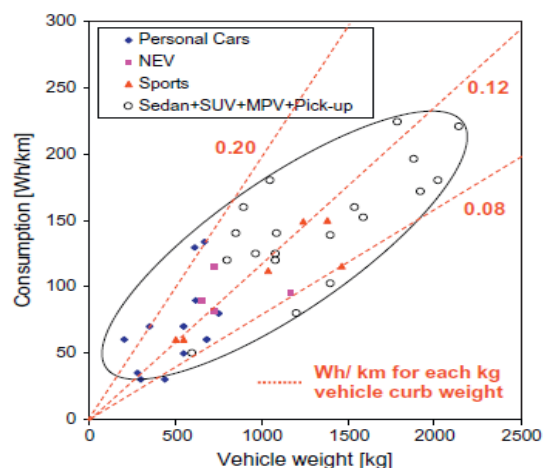
### ***Veículos elétricos (BEV – Battery Electric Vehicle)***

Como alternativa ao uso dos motores de combustão interna, à promoção da sustentabilidade energética para os transportes e em resposta aos limites impostos de emissões de GEE's pelas organizações governamentais internacionais, começou-se a optar pela eletrificação dos automóveis [11] [12] [13].

Surgiram assim os veículos elétricos a baterias (BEV's – Battery Electric Vehicles), caracterizados por serem “limpos” (sem emissões locais) e bastante eficientes, uma vez que, não eram dependentes da variação da carga pois o rendimento dos motores elétricos é aproximadamente constante ( $\approx 85 - 99\%$ ) independentemente da sua velocidade de funcionamento. Assim, se usado em zonas com produção de eletricidade limpa e eficiente, a mobilidade elétrica proporciona um modo de transporte realmente mais sustentável e limpo que os veículos convencionais.

No entanto, a lenta evolução dos sistemas de armazenamento de energia e o elevado preço de aquisição (cerca de  $479 \pm 171 \text{ €}_{2010}/\text{kW}$ , ou seja, mais caros  $316 \pm 209 \text{ €}_{2010}/\text{kW}$  que os carros convencionais [12]) destes automóveis levaram ao ceticismo na utilização futura dos veículos somente elétricos. Os BEV's são pesados, devido à elevada quantidade de baterias instaladas (a baixa densidade energética das baterias obrigam um veículo familiar com 1500 kg necessitar cerca de  $1,8 \text{ kg}_{\text{baterias}}/\text{km}$  [11]) (Figura 2.1) e provocavam em algumas pessoas uma ansiedade desconfortável, uma vez que, não sabem se terão autonomia suficiente para chegar ao destino e

demoram imenso tempo para voltar a carregar as baterias (segundo literatura, os BEV's que fornecem 100km de autonomia exigem cerca de 6h de recarregamento) [11].



a)

b)

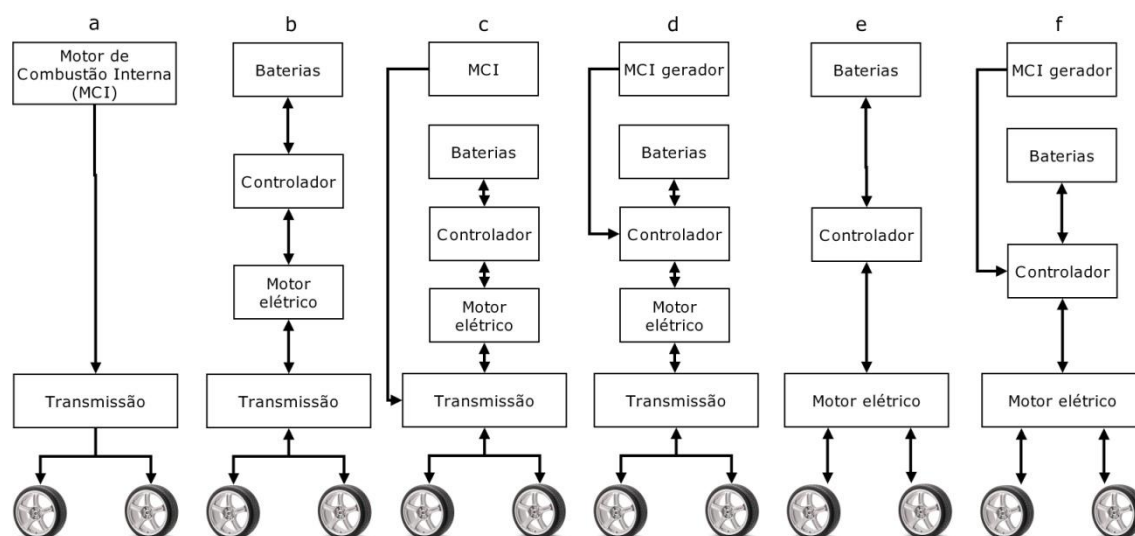
**Figura 2.1 - Corte que permite a visualização do volume ocupado pelo elevado número de baterias colocadas num BEV, Nissan Leaf (a), resultado da baixa densidade energética dos acumuladores e da necessidade de assegurar autonomia suficiente (b) (adaptado de [11] e [14])**

A solução encontrada para as limitações dos BEV's, acima enunciadas, passou pela utilização de sistemas de acionamento elétrico auxiliado por um motor de combustão interna, a funcionar como gerador ou como motor acionador. Os automóveis híbridos (HEV's – Hybrid Electric Vehicles) são exemplo disso.

Os HEV's permitiram a redução do número de baterias (redução do peso do veículo e dos custos), aumento de autonomia e diminuição das emissões por quilómetro percorrido, quando comparado com os carros convencionais. Vários modelos de automóveis híbridos já se encontram no mercado atual, sendo dois dos mais conhecidos o Toyota Prius e o Honda Insight [15].

As combinações possíveis num automóvel híbrido, respeitantes à gestão do modo de tração e às unidades de acionamento principais, são abundantes (Figura 2.2) [16]. Desde veículos híbridos com motores de combustão interna de grande cilindrada apenas com um sistema de acionamento elétrico auxiliar para arranques, subidas de grande inclinação, ultrapassagens, entre outras situações de maior carga imposta ao motor de combustão, até veículos em que o sistema de tração é elétrico complementado com um motor de combustão pequeno, utilizado principalmente para recarga das baterias, podendo ser usado em algumas situações como suplemento de potência, como é o caso do Opel Ampera.

Apesar de um vasto conjunto de combinações possíveis num veículo deste tipo (ver Figura 2.2), existem dois grandes grupos de automóveis híbridos, os híbridos série e os híbridos paralelos.



**Figura 2.2 - Diagrama dos sistemas de acionamento possíveis num automóvel e sentidos de escoamento da energia; veículo com motor de combustão interna (a), veículo elétrico (BEV) com motor elétrico centralizado (b), veículo híbrido paralelo com um motor elétrico centralizado (c), veículo híbrido série com um motor elétrico centralizado (d), veículo elétrico (BEV) com motor elétrico nas rodas (e), veículo híbrido série com motor elétrico nas rodas (f)**

Num híbrido paralelo (Figura 2.2 - c) o motor de combustão interna e o motor elétrico estão acoplados ao mesmo sistema de transmissão do carro, transmitindo potência às rodas simultaneamente ou individualmente [17].

Os híbridos paralelos são capazes de aproveitar a inércia do veículo nas travagens com o uso da travagem regenerativa. Por sua vez, o motor de combustão interna quando menos solicitado (condução extra-urbana) também pode atuar como um gerador para recargar as baterias.

No híbrido série (Figura 2.2 – d, f), a tração é efetuada exclusivamente por um motor elétrico, característico pelo seu elevado rendimento, alimentado por baterias recarregadas pela rede elétrica ou por um gerador acoplado a um motor de combustão interna (range extender) [17].

Ao funcionar como gerador o motor de combustão interna pode ser projetado de forma a funcionar numa velocidade específica/constante permitindo aos engenheiros torná-lo mais limpo e eficiente, pois estará otimizado para um dado regime.



Enquanto os BEV's são mais ajustados para circuitos urbanos curtos, os HEV's são mais adequados para uma condução diária mais frequente e longa. No entanto, para médias distâncias tem ganho popularidade o conceito de automóvel híbrido série, designado por Extended Range Electric Vehicles (EREV's), otimizado para circuitos a pequenas e médias distâncias combinados com ocasionais viagens longas. Os EREV's são veículos mais versáteis para a utilização diária em combinação com percursos de fim-de-semana longos, evitando a necessidade de possuir um veículo adicional para viagens longas.

Geralmente, os EREV's mantêm o motor de combustão interna desligado enquanto existir energia suficiente nas baterias, sendo ligado quando atingido um nível de energia baixo. Este híbrido permite manter um baixo nível de emissões local, uma vez que o motor de combustão só irá funcionar ocasionalmente. Assim, consegue-se obter um automóvel leve, a bateria e ao mesmo tempo capaz de realizar percursos com distâncias longas sem necessidade de paragens frequentes e demoradas para recarregamento das baterias.

Existem dois tipos de abordagens para o projeto dos EREV's baseada na escolha do *range extender* (motor de combustão/gerador), uma mais direcionada para a eficiência e redução de emissões GEE's procurados pela mobilidade elétrica e outra mais endereçada para a máxima compactação dos sistemas, favorecendo a simplicidade em detrimento da eficiência dos motores de combustão, o que não será grave devido a sua utilização ser pontual [11].

Os EREV's são uma tecnologia promissora no sector automóvel, pois torna possível a criação de um parque automóvel amigo do ambiente, descartado da ansiedade da autonomia proveniente dos automóveis elétricos, concordante com a legislação internacional de emissões e que promovem a mobilidade energética ajudando a sustentabilidade energética [12] [18].

Neste projeto pretende-se otimizar um motor de combustão interna, proveniente de um motor original BMW K75 (ciclo de Otto), de forma a torná-lo mais eficiente e com baixo nível de emissões de GEE's para conceber um EREV com um sistema de range extender de elevado rendimento.

Para isso, pretende-se alterar vários aspetos no motor, tais como a mudança do ciclo de funcionamento para ciclo de maior eficiência (ciclo de Miller). Este ciclo deve a sua alta eficiência ao facto da energia libertada pela combustão ser transformada em trabalho útil numa percentagem superior à do ciclo de Otto. Este aspeto entre outros para a otimização de motores de combustão serão abordados nos capítulos seguintes mais detalhadamente.

## 2.2 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Este capítulo é, maioritariamente, baseado no livro *Motores de Combustão Interna* (3ª edição) do autor Professor Doutor Jorge Martins.

O motor de combustão interna, vulgo motor dos automóveis, é uma máquina térmica que transforma energia térmica em energia mecânica útil. A energia térmica é a energia proveniente da combustão resultante da mistura de um combustível, com uma mistura gasosa, ar, que funciona como comburente. A energia útil é a energia que resulta da variação de pressões e volume resultante da combustão e que é transmitida aos órgãos mecânicos do motor.

Este tipo de máquina térmica é classificado segundo diversos fatores. Sendo os mais significativos:

- a. Ciclo de operação;
  - 4 Tempos
  - 2 Tempos
- b. Alojamento das válvulas;
  - Válvulas à cabeça
  - Válvulas laterais
  - Válvulas rotativas
- c. Alimentação/Admissão;
  - Aspirado/Atmosférico
  - Sobrealimentado/Turbo comprimido
- d. Combustível;
  - Gasolina
  - Gasóleo
  - Gás (GPL ou Natural)
  - Oxigenados (álcool, éster, ...)
  - Óleos pesados (nafta, ...)
  - Dual-fuel (uso de dois combustíveis diferentes)
  - Carvão
- e. Tipo de ignição do combustível;
  - Comandada ou por faísca (gasolina)
  - Não comandada ou por compressão (diesel)
  - Híbrida
- f. Injeção (Diesel);
  - Direta
  - Indireta (com câmara auxiliar)
- g. Preparação da mistura (Gasolina);
  - Carburador

- Injeção multiponto ou monoponto (no coletor de admissão)
- Injeção direta (na câmara de combustão)
- h. Arrefecimento;
  - Ar
  - Líquido
- i. Geometria dos cilindros;
  - Monocilíndrico
  - Cilindros em linha
  - Cilindros em V,W, U,em H
  - Cilindros opostos
  - Cilindros em estrela
  - Pistões opostos

O motor BMW K75 classifica-se como um motor de 4 tempos, com válvulas à cabeça, atmosférico, a gasolina, de ignição comandada por bateria, a injeção indireta multiponto, arrefecido por líquido e de 3 cilindros em linha.

### 2.2.1 Constituição de um motor de combustão interna

Um motor de combustão interna é constituído por um conjunto de componentes mecânicos ligados entre si, que transmitem movimento até um veio de saída.

A estrutura do motor é dividida em três partes principais, a culassa, o bloco do motor e o cárter, onde se apoiam o resto das peças em movimento. (Figura 2.3)

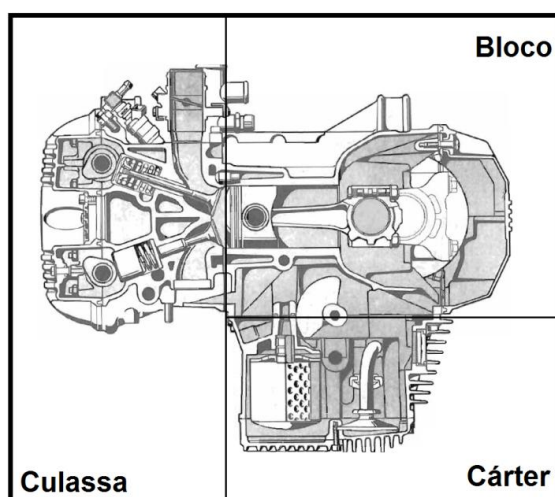


Figura 2.3 - Esquema do motor BMW K75 (adaptado de [19])

A **culassa** também designada por cabeça do motor, normalmente, representa a parte superior ou o topo do motor, estando no motor BMW K75 colocada lateralmente, uma vez que o motor é inclinado a 90°. É aqui que se encontram as árvores de cames, válvulas e os seus

mecanismos de acionamento, as condutas de admissão e de escape, as velas e canais para a circulação de fluidos lubrificantes e de refrigeração.

O **bloco do motor** é a parte intermédia, rapidamente reconhecida pela parte onde se situam os cilindros e onde os pistões se movimentam e também os canais que formam circuitos para arrefecimento e lubrificação.

O **cárter** é a parte mais baixa do motor, onde se encontra o fluido lubrificante do motor. Trata-se de uma tampa em forma de depósito e que pode por ventura servir de apoio à cambota.

### 2.2.2 Princípios de funcionamento de um motor

O motor é constituído por vários cilindros, onde dentro destes se movimentam alternadamente pistões ligados a uma manivela, mais conhecida por cambota, por intermédio das bielas. O movimento alternado linear dos pistões (subida e descida nos cilindros) ocorre devido às pressões resultantes da combustão que são impostas no topo do pistão e por estes estarem ligados à cambota. Este movimento dos pistões faz girar a cambota, imprimindo assim um movimento de rotação ao veio do motor. Uma das extremidades da cambota está ligada a um volante de inércia que acumula energia cinética de forma a garantir um movimento de rotação uniforme (sendo um motor de 4 tempos, só um dos tempos é que é motor necessitando-se que a velocidade da cambota dos outros três tempos se mantenha uniforme) e para não travar o motor enquanto alguns pistões estão a comprimir.

No movimento alternado de subida e descida do pistão no interior do cilindro, o ponto mais alto possível de atingir designa-se como **ponto morto superior** (PMS), sendo por sua vez o ponto mais baixo denominado por **ponto morto inferior** (PMI). A diferença entre estes dois pontos representa o curso do motor ou **curso do pistão** (C) e é imposto pelo raio da cambota/manivela.

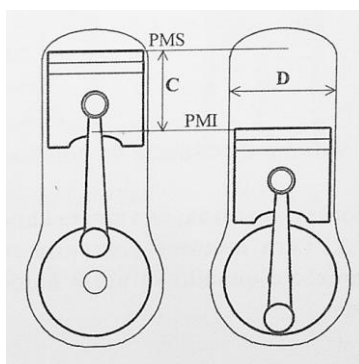


Figura 2.4 - Pontos Mortos do motor (reproduzido de [20])

O deslocamento do pistão entre o PMS e o PMI representa um volume varrido cilíndrico em que a base é a secção do pistão e a altura o seu curso. A secção do pistão é representada pelo **diâmetro do cilindro** ( $D$ ). A soma dos volumes varridos em todos os pistões do motor é denominada por cilindrada ou **volume varrido** ( $V_v$ ) do motor, sendo então a cilindrada representada por:

$$V_v = nC \frac{D^2}{4} \pi \quad (2.1)$$

Outro parâmetro importante na descrição dos motores é a **taxa de compressão** ( $\varepsilon$ ) que retrata o quociente do volume total por cima da cabeça do pistão no PMI pelo volume total por cima da cabeça do pistão no PMS. Ao volume total por cima da cabeça do pistão quando este se encontra no PMS designa-se por **volume da câmara de combustão** ( $V_{cc}$ ), pois é nesta câmara onde se inicia a combustão.

$$\varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_v V_{cc}}{V_{cc}} \quad (2.2)$$

O motor BMW K75 é caracterizado por ter uma cilindrada de aproximadamente 750 cm<sup>3</sup> com um curso de 70 mm, diâmetro de 67 mm e uma taxa de compressão de 11:1.

### 2.2.3 Funcionamento de um motor de ignição comandada (ex: BMW K75)

O motor de ignição comandada, sendo exemplo o motor BMW K75, vulgarmente conhecido por motor a gasolina é caracterizado pelos seus 4 tempos e principalmente pela sua combustão ser iniciada por uma faísca resultante de uma descarga elétrica de alta voltagem dentro da câmara de combustão.

Primeiramente existe um tempo de **admissão** em que o pistão inicia um curso descendente, enquanto a válvula de admissão se encontra aberta, admitindo a mistura para o interior do cilindro.

A válvula de admissão permanece aberta durante todo o percurso do pistão desde o PMS até ao PMI, abrindo antes do PMS e fechando só após o PMI.

O avanço na abertura da válvula de admissão permite aproveitar a inércia dos gases de escape ainda a serem expulsos que provoca a aspiração do ar da admissão e permite assim uma melhor lavagem dos gases de escape no interior do cilindro. Por sua vez, o atraso no fecho

da válvula de admissão torna possível o aproveitamento da inércia da coluna gasosa que permite a entrada da mistura durante o início da subida do pistão, apesar de a pressão ser superior.

Assim consegue-se um melhor enchimento do cilindro com mistura, sendo mesmo possível a altas velocidades admitir mais massa de ar que aquela que realmente caberia, à pressão do coletor de admissão, aumentando a eficiência volumétrica do motor. A eficiência volumétrica de um motor é expressa pelo rácio entre a massa de ar retida pelo motor e a que lá caberia nas condições de pressão e temperatura do coletor de admissão.

Após o tempo de admissão segue-se a **compressão** que tem a função de comprimir a massa de ar admitida durante a admissão. Esta etapa é realizada com as válvulas de escape e admissão completamente fechadas. Durante a compressão a temperatura no interior do cilindro assim como a turbulência da mistura irá aumentar (tendo em atenção que a temperatura nunca poderá ser superior à temperatura de auto-ignição da mistura), vaporizando alguma gasolina ainda no estado líquido e homogeneizando a mistura, permitindo uma combustão mais completa e menos poluente.

Seguidamente inicia-se o tempo de **explosão-expansão**. Este tempo inicia-se quando o pistão volta ao PMS, a mistura está comprimida e é largada uma faísca elétrica entre os elétrodo da vela (ignição), o que origina uma explosão. Na realidade a ignição é realizada uns graus antes do PMS, uma vez que a combustão não é instantânea. Assim garante-se que a combustão da mistura acontece de forma à pressão máxima do ciclo ocorrer logo após o PMS, aumentando o trabalho útil do motor (caso a pressão máxima ocorresse na fase ascendente do pistão iria fazer estes travar reduzindo o trabalho do motor).

A pressão obtida da explosão é muito elevada, impulsionando o pistão até ao PMI. Este movimento descendente do pistão é o único tempo em que o motor fornece trabalho, chamando-se também de **tempo motor**.

A última fase de um ciclo de um motor de 4 tempos é o **escape**. O pistão encontra-se no PMI e faz um curso ascendente até ao PMS, com a válvula de escape aberta durante todo o curso de forma a limpar os gases queimados que estão no interior do cilindro. Os gases são expulsos para o tubo de escape e libertados para a atmosfera.

A válvula de escape permanece aberta durante todo o curso ascendente do pistão, abrindo algum tempo antes do PMI e fechando depois do PMS.

O avanço na abertura do escape é utilizado para permitir que uma parte dos gases de escape sejam expulsos ainda antes do movimento ascendente do pistão, permitindo a este não encontrar muita resistência na subida e assim não haja grandes perdas por bombagem. O atraso no fecho da válvula de escape possibilita a limpeza total da câmara de combustão dos gases queimados e juntamente com o avanço na abertura da válvula de admissão facilite a entrada de mistura limpa para o cilindro.

#### **2.2.4 Alimentação/mistura**

Para preparar a mistura injetada no motor para o seu funcionamento são necessários sistemas capazes de injetar e misturar, em proporções exatas, o combustível com o ar admitido. Existem dois sistemas para produzir a mistura para os motores de ignição comandada, sendo eles os carburadores (mais antigos e ultrapassados) ou os sistemas de injeção (mais atuais e com mais vantagens).

A mistura tem de ser efetuada em proporções exatas para que a combustão se execute corretamente e na sua totalidade. Em condições estequiométricas, terão de ser misturadas, em massa, 14,7 partes de ar com uma parte de combustível, neste caso gasolina. A gasolina depois de misturada com o ar e admitida no motor deve ser capaz de suportar altas pressões e temperaturas durante a combustão, só explodindo aquando da ignição e da passagem da frente de chama subsónica e não por si só (knock – explosão destrutiva).

No motor BMW K75 a mistura de ar/combustível é feita por um sistema de injeção eletrónica, sendo por isso este o sistema que se explicará neste capítulo.

Os sistemas de injeção permitiram aumentar a potência ao mesmo tempo que baixavam consumos e poluíam menos.

Existem várias formas de injetar o combustível para o motor (sistemas de injeção mecânica, eletrónica analógica ou digital, monoponto ou multiponto, por carburadores eletrónicos ou injeção direta) tendo o motor deste projeto uma injeção eletrónica analógica MPI (Bosch L-Jetronic).

A injeção eletrónica analógica, mede através de um caudalímetro a quantidade de ar que está a ser admitida pelo motor e envia a informação juntamente com algumas outras variáveis (posição do acelerador, rotação do motor, temperatura do ar admitido e sonda $\lambda$ ) para um circuito eletrónico (ECU – Engine Control Unit) que determina a quantidade de combustível a

injetar. A informação da quantidade de combustível a injetar é enviada para o injetor por meio de impulsos elétricos, abrindo esta uma electroválvula e dando origem a injeção exata do combustível para o ar admitido.

### **2.2.5 Ignição**

Tal como nos sistemas de alimentação de combustível, nos motores de gasolina, a ignição pode ser produzida de várias maneiras. O sistema mais convencional antigamente era o de platinados, sendo que com o passar dos tempos melhores sistemas foram projetados e fabricado como os de ignição eletrónica analógica e os sistemas de ignição eletrónica digital (mais utilizados atualmente).

No motor BMW K75 é utilizado um sistema de ignição eletrónico digital, sendo este o que será explicado.

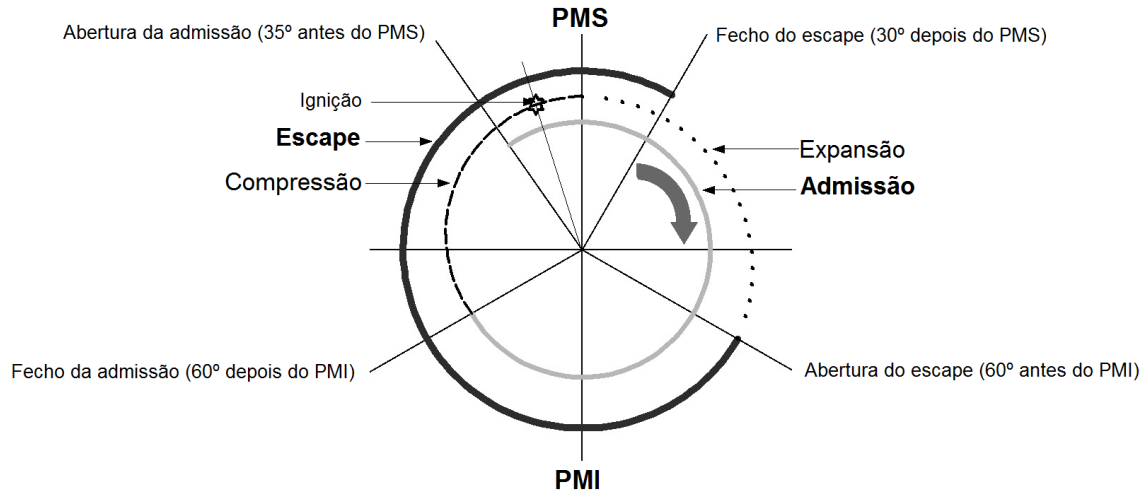
O sistema de ignição eletrónico digital permitiu um controlo rigoroso no avanço da ignição com o aumento da velocidade de rotação, permitindo assim que não se verifique a ocorrência de knock no motor. Este sistema utiliza para o seu funcionamento um sensor de posição, que estima a velocidade pela posição angular da cambota para um posterior envio a uma unidade de controlo eletrónico (CPU) que calcula o avanço da ignição e envia sinal à bobine, que está ligada à vela para produzir a faísca. Este motor não necessita de distribuidor uma vez que possui para cada cilindro uma bobine de ignição. Outra particularidade deste motor é o sensor original de posição enviar um sinal para a unidade de controlo eletrónico sempre que o pistão se encontra no PMS, dando origem a 2 faíscas por cilindro por ciclo (uma no tempo certo e outra aquando do cruzamento de válvulas).

### **2.2.6 Diagrama de distribuição**

Todo o funcionamento de um motor descrito no capítulo 2.2.3 pode ser esquematizado sob a forma de um diagrama de distribuição.

Na Figura 2.5 está representado um exemplo de um diagrama de distribuição, neste caso do motor BMW K75, retratando todas as fases de funcionamento do ciclo do motor.





**Figura 2.5 - Diagrama de distribuição do motor BMW K75**

### 2.2.7 Parâmetros de funcionamento

De entre os vários aspetos de um motor, os parâmetros mais relevantes no funcionamento de um motor passam pelas suas prestações (ex: potência, binário, limite de RPM's), os seus consumos e emissão de poluentes.

#### **Potência/Binário**

Um motor de combustão interna normalmente é especificado pela sua potência máxima e binário máximo assim como a rotação a que estes se dão. O binário representa o trabalho produzido e a potência a taxa de produção desse trabalho.

O binário é normalmente medido experimentalmente por um dinamómetro ou freio dinamométrico. Sendo a **potência** (W) resultado do produto do **binário** (B) com a velocidade angular, aqui expressa em função da velocidade de rotação, em rotações por segundo (N).

$$\dot{W} = 2\pi NB \quad (2.3)$$

#### **Rendimento/Consumo específico**

O **rendimento** ( $\eta_t$ ) é definido pela relação entre o trabalho disponível no veio do motor e a energia do combustível queimado. O **consumo específico** (Cs) mostra a massa de combustível necessária para produzir determinada quantidade de trabalho num dado intervalo de tempo.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{pi}} \quad (2.4)$$

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \quad (2.5)$$

O consumo específico é inversamente proporcional ao rendimento total.

$$\eta_t = \frac{1}{C_s Q_{pi}} \quad (2.6)$$

O rendimento total de um motor de ignição comandada vulgar normalmente anda na casa dos 24-27%.

### ***Parâmetros geométricos***

Os valores das prestações dos motores estão diretamente relacionados com os parâmetros geométricos dos motores. Parâmetros geométricos diferentes entre motores originam prestações diferentes entre eles.

Alguns parâmetros geométricos, tais como o curso, raio da cambota, diâmetro do cilindro, volume varrido/cilindrada, volume da câmara de combustão e taxa de compressão, já foram retratados acima. Outros parâmetros ainda não descritos e de importância significativa num motor são a relação curso-diâmetro do pistão, deslocamento do pistão em função do ângulo de cambota, velocidade do pistão, entre outros aqui não retratados mas no entanto co-relacionados com estes.

#### **a) Relação curso-diâmetro do pistão ( $R_{cd}$ );**

Esta relação está diretamente relacionada com a velocidade máxima do motor e por isso com a sua potência. Quanto maior o diâmetro e menor o curso maior poderá ser a velocidade de rotação do motor. Isto permitirá assim uma maior área de câmara de combustão para colocação de válvulas, facilitando o enchimento dos cilindros e produzindo assim mais potência.

$$R_{CD} = \frac{C}{D} \quad (2.7)$$

Aos motores de curso igual ao diâmetro chama-se motores quadrados, e aos de curso inferior ao diâmetro chama-se de super-quadrados. Contudo os motores excessivamente quadrados não queimam bem, têm elevadas perdas térmicas e perdem taxa de compressão, pois as câmaras de combustão são pouco compactas. O motor BMW K75 apresenta uma relação curso-diâmetro do pistão

de 1,05. O curso longo permitirá explorar ao máximo o conceito de sobre-expansão, sendo este motivo a principal justificação da escolha deste motor para o projeto.

**b) Velocidade do pistão ( $V_p$ );**

A velocidade instantânea do pistão em cada posição é função do ângulo de cambota e é dada por:

$$v_p = v_{med} \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[ 1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (2.8)$$

O motor BMW K75 apresenta uma velocidade máxima do pistão de aproximadamente 14m/s, bastante elevada, derivada da sua relação curso-diâmetro próxima da unidade.

**c) Deslocamento do pistão (s), função do ângulo de cambota;**

Devido à velocidade do pistão não ser linear, o seu deslocamento será dado em função da posição da cambota, então:

$$s = R \cos \theta + \sqrt{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} \quad (2.9)$$

***Relação ar-combustível, excesso de ar e riqueza da mistura***

A quantidade de ar admitido pelo motor está limitada pela cilindrada do motor. A **massa de ar admitida** ( $m_{ar}$ ) necessita de se misturar com uma dada **massa de combustível** ( $m_{fuel}$ ). À relação entre a massa de ar admitida e a de combustível dá-se o nome de **relação ar-combustível** (A/F) e representa-se por:

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (2.10)$$

Quando a relação A/F usa toda a massa de ar admitida e proporciona a queima total do combustível diz-se que o motor está a trabalhar com mistura estequiométrica. Um motor a gasolina trabalha estequiometricamente quando a sua relação A/F é aproximadamente igual a 14,5 e é representada por (A/F)<sub>est</sub>.

Em motores que utilizem mais massa de combustível que a necessária pela estequiometria diz-se que a mistura está rica, por sua vez quando se verifica excesso de ar na combustão, isto

é, existe mais ar admitido que o necessário para o combustível fornecido, diz-se que o motor está a trabalhar em mistura pobre. A **riqueza** ( $\phi$ ) e o **excesso de ar** ( $\lambda$ ) podem ser determinados da seguinte forma:

$$\phi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}}{\frac{A}{F}} \quad (2.11)$$

$$\lambda = \frac{\frac{A}{F}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}} \quad (2.12)$$

Para valores de  $\lambda$  e  $\phi$  iguais à unidade diz-se que a mistura é estequiométrica, sendo que para  $\lambda < 1$  e  $\phi > 1$  a mistura encontra-se rica e para  $\lambda > 1$  e  $\phi < 1$  a mistura encontra-se pobre.

### ***Eficiência volumétrica de um motor de combustão interna***

A eficiência volumétrica relaciona-se com as prestações do motor, uma vez que uma maior eficiência volumétrica representa uma maior quantidade de ar admitida logo uma maior massa de combustível fornecida e assim mais potência.

Como dito anteriormente, a massa de ar admitida pelo motor é limitada pela sua cilindrada. A relação entre a quantidade de ar admitida pelo motor e aquela que realmente lá cabe, à pressão e temperatura do coletor de admissão, é designada por **eficiência volumétrica** ( $e_{vol}$ ) e representa-se por:

$$e_{vol} = \frac{\text{massa de ar admitida}}{\text{massa para a cilindrada nas condições da admissão}} = \frac{\dot{m}_{ar} T}{\rho V_v N 2} \quad (2.13)$$

A eficiência volumétrica pode apresentar valores superiores à unidade, pois é possível um motor admitir mais ar que o que caberia no seu volume varrido nas condições de pressão e temperatura da admissão. Normalmente podem verificar-se valores superiores à unidade para regimes de velocidade alta do motor.

### ***Pressão média indicada, efetiva e de atrito***

A **pressão média indicada** ( $p_{mi}$ ) representa o quociente entre o trabalho do ciclo de funcionamento do motor e o seu volume varrido. Por sua vez, a **pressão média de atrito** ( $p_{ma}$ ) representa o quociente entre o trabalho de atrito e a cilindrada do motor. A **pressão**

**média efetiva** ( $pme$ ) representa o quociente entre o trabalho útil e a cilindrada do motor, pode também ser retratada pela subtração da  $pma$  à  $pmi$ .

- a) Pressão média indicada ( $pmi$ )

$$pmi = \frac{W_i}{V_v} \quad (2.14)$$

- b) Pressão média de atrito ( $pma$ )

Segundo *Gordon P. Blair* é possível a determinação da  $pma$  total através de uma equação simples, sem ser necessário a especificação dos diversos componentes (pistões, chumaceiras, distribuição entre outros) do motor e suas geometrias [20]. Sendo então a  $pma$  dada por, em que os valores das constantes a e b são apresentados na Tabela 2.1:

$$pma = a + b \times C \times N \quad (2.15)$$

**Tabela 2.1 - Parâmetros para a determinação das constantes a e b**

Tipo de motor	Apoios do motor	Outras indicações	a	b
Motos (ciclo Otto)	Rolamentos	-	0	15
Ciclo Otto	Chumaceiras	Vcil >500 cm³	100	21
Ciclo Otto	Chumaceiras	Vcil <500 cm³	100+0,1(500-Vcil)	21

- c) Pressão média efetiva ( $pme$ )

$$pme = \frac{W_e}{V_v} \quad (2.16)$$

As pressões médias podem vir em função do binário e por sua vez da potência para melhor percepção. Assim,

$$pmx = \frac{\pi \times B_x \times T}{V_v} \Rightarrow B_x = \frac{pmx \times V_v}{\pi \times T} \quad (2.17)$$

$$pmx = \frac{\dot{W}_x}{V_v N} \frac{T}{2} \Rightarrow \dot{W}_x = \frac{pmx \times V_v N \times 2}{T} \quad (2.18)$$

## 2.2.8 Curvas características do motor

As prestações dos motores podem ser apresentadas na forma de curvas em gráficos de potência, binário e consumo específico. Estes gráficos mostram a variação das prestações do motor com a variação da rotação ou velocidade do motor (Figura 2.6).

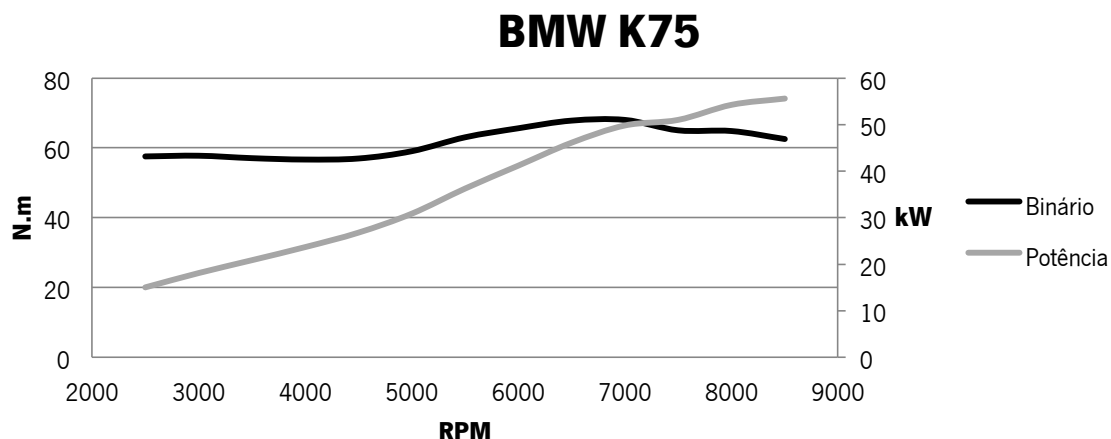


Figura 2.6 - Curvas características do motor BMW K75

### ***Curva de binário***

O valor do binário indicado é proporcional à massa de ar admitida pelo motor. A curva de binário aumenta com a velocidade, até ao ponto de binário máximo, devido ao aumento da velocidade tornar possível uma maior quantidade de ar admitida pelo motor em cada ciclo, fruto do efeito dinâmico das colunas gasosas.

A partir do ponto de binário máximo, a curva de binário decresce devido ao regime de rotação do motor. A altas rotações o motor enfrenta um binário de atrito muito superior (o atrito aumenta com o quadrado da velocidade do motor), decrescendo o binário do motor.

### ***Curva de potência***

A curva de potência é originada pelo produto do binário com a velocidade de funcionamento do motor. A Potência cresce rapidamente até ao ponto de binário máximo, sendo seguida de um crescimento menos acentuado originado apenas pelo aumento da rotação até ao ponto da potência máxima. Após este ponto a potência decresce devido ao efeito da redução do binário ser superior ao do aumento da velocidade do motor.

### ***Curva do consumo específico***

A curva de consumo específico não está diretamente relacionada com as duas curvas anteriores. No entanto, normalmente o consumo mínimo acontece para uma velocidade intermédia do binário e potência máximas. A baixas rotações o consumo é elevado, pois as perdas térmicas são maiores e a combustão pode ser imperfeita, assim como a altas rotações o consumo também é elevado devido ao aumento das perdas mecânicas.

## 2.3 CICLOS TERMODINÂMICOS

Os motores de combustão interna podem ver representados os seus processos de funcionamento por ciclos termodinâmicos.

Os vulgares motores a gasolina são descritos pelo ciclo de Otto, nome proveniente do inventor deste tipo de motor (Nicholaus Otto) e os motores a gasóleo pelo ciclo termodinâmico de Diesel, que deve seu nome também ao seu criador (Rudolf Diesel). Com base nestes dois ciclos, mais ciclos descritivos de alguns tipos de motores de combustão interna foram criados, exemplo disso é o ciclo de Miller (criado por Ralph Miller) associado a motores de ignição controlada com uma sobre-expansão dos gases de escape e outros ciclos foram refeitos de forma a melhorar o funcionamento dos motores, tendo como exemplo os motores a gasóleo (ciclo misto).

Pela análise da Figura 2.7 verifica-se que os ciclos são estudados teoricamente ou idealmente, recorrendo a simplificações, uma vez que a análise quantitativa das variáveis reais características dos motores de combustão interna é complexa. São exemplo disto, as perdas de calor pelas paredes do motor, o atrito, perdas de bombagem, combustão não instantânea entre outras [20] [21].

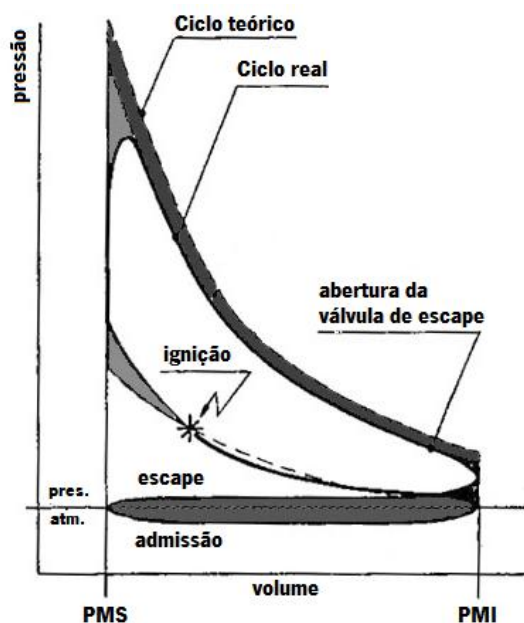


Figura 2.7- Ciclo de Otto real vs teórico

O objetivo das análises destes ciclos é determinar a eficiência térmica teórica associada e compreender e identificar os processos prejudiciais à eficiência do motor de forma a conseguir otimizar termodinamicamente os motores de combustão.

O rendimento teórico do ciclo pode ser representado pela razão entre o trabalho produzido e a energia gasta (energia química potencial do combustível):

$$\eta_{teórico} = \frac{W}{Q_Q} \quad (2.19)$$

Sendo o trabalho (W), segundo a segunda lei da termodinâmica a diferença entre o calor fornecido pela fonte quente ( $Q_Q$ ) e o calor fornecido à fonte fria ( $Q_F$ ). Aparecendo o rendimento calculado por:

$$\eta_{teórico} = \frac{W}{Q_Q} = \frac{Q_Q - Q_F}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_F}{Q_Q} \quad (2.20)$$

Os ciclos termodinâmicos são ciclos fechados, no entanto os motores de combustão interna admitem ar fresco do ambiente e expulsam os gases de escape a alta temperatura, descrevendo um ciclo aberto. De forma a aproximar o funcionamento do motor de combustão interna a um ciclo termodinâmico teórico, o processo de escape é substituído por um processo de transferência de calor para um reservatório térmico a baixa temperatura que regenera os gases para as propriedades iniciais do ciclo (ar admitido).

### 2.3.1 Ciclo de Otto

Este ciclo descreve o funcionamento de um motor a gasolina e é dividido em 4 processos termodinâmicos (duas transformações termodinâmicas adiabáticas e duas isocóricas) observáveis na Figura 2.8 (de notar que os tempos de admissão e escape não estão representados uma vez que ambos são efetuados nas condições de pressão e temperatura atmosférica, anulando-se, podendo desprezar-se).

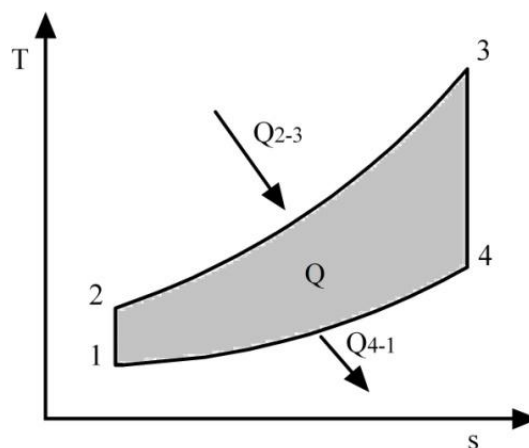


Figura 2.8 - Ciclo teórico de Otto



- 1-2 Transformação adiabática isentrópica, resultante da compressão do fluido pela realização de trabalho ( $W_{12}$ );

$$pV^\gamma = Cte$$

$$TV^{\gamma-1} = Cte$$

- 2-3 Transformação isocórica, originada pela explosão instantânea da mistura no PMS. O Calor fornecido é representado por  $Q_{23}$ .

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2)$$

- 3-4 Transformação adiabática isentrópica, proveniente da expansão dos gases queimados.
- 4-1 Transformação isocórica, correspondente à perda de calor para o ambiente (fonte fria). O calor perdido é representado por  $Q_{41}$ .

$$Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1)$$

Sendo o rendimento do ciclo:

$$\eta_{teórico} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{|Q_{(4-1)}|}{Q_{(2-3)}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \frac{T_4}{T_1} - 1}{T_2 \frac{T_3}{T_2} - 1} \quad (2.21)$$

vindo a taxa de compressão ( $\epsilon$ ) como  $\epsilon = \frac{V_1}{V_2}$ , tem-se que:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

e como:

$$\left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_2}{T_1}$$

então, o rendimento teórico deste ciclo é dependente exclusivamente da taxa de compressão:

$$\eta_{teórico Otto} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad (2.22)$$

Quanto maior a taxa de compressão maior será o rendimento térmico do ciclo (Figura 2.9). No entanto, a taxa de compressão está limitada nestes motores a um máximo de 12:1 (para

motores comuns) de forma a não ocorrer auto-detonação e causar danos no motor devido a ocorrência de explosões irregulares e não destinadas (Knock).

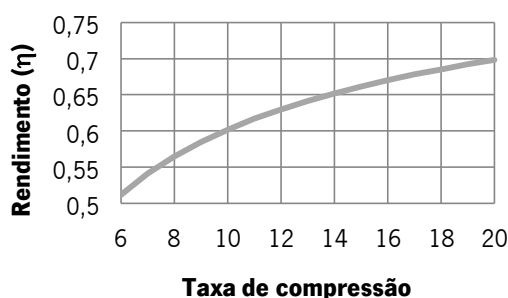


Figura 2.9 – Rendimento teórico do ciclo de Otto

### 2.3.2 Ciclo a carga parcial

Os motores a gasolina tradicionais, alteram a sua carga através do uso de uma válvula limitadora de caudal de ar admitido pelo motor. Assim consegue-se uma alteração (diminuição) da pressão de admissão, obrigando o motor a receber menos energia uma vez que baixando a massa de ar admitida, a quantidade de combustível necessária para a mistura também será menor e parte dela é gasta aquando da admissão, pois o motor estará a funcionar como uma bomba de vácuo.

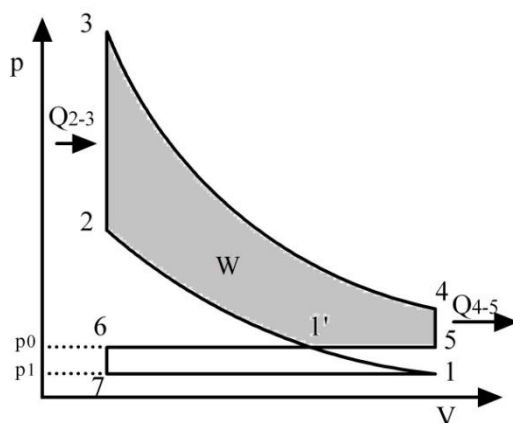


Figura 2.10 - Ciclo teórico de Otto a carga parcial

Neste ciclo existem duas zonas distintas, uma de trabalho positivo (ciclo Otto 1-2-3-4-1) e outra de trabalho negativo proveniente da bombagem de ar na admissão (efeito de vácuo devido à diminuição da carga 5-6-7-1-5). (Figura 2.10) Sendo o combustível fornecido no processo de 2-3 dependente da massa de ar às condições de pressão e temperatura no ponto 1.

A área 1-1'-5-1 não é delimitada na Figura 2.10 uma vez que esta área pertence a ambas zonas de trabalho (negativo e positivo) anulando-se.

O trabalho útil neste ciclo é tido como o trabalho inerente menos o trabalho de bombagem e vem como [20]:

$$W = p_1 V_1 \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - V_1 (p_0 - p_1) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (2.23)$$

sendo B, uma constante e supondo que a mistura seja sempre estequiométrica:

$$B = \frac{Q_{pi}}{RT_1 \left(1 + \frac{A}{F}\right)}$$

O rendimento teórico será:

$$\eta_{teórico\ carga\ parcial} = \frac{p_1 V_1 \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - p_1 V_1 (\beta - 1) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{\frac{m}{\left(1 + \frac{A}{F}\right)} Q_{pi}} \quad (2.24)$$

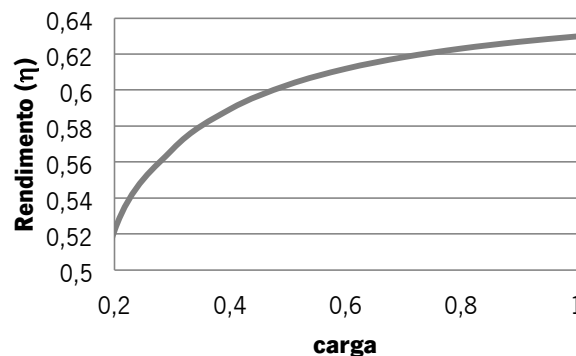
onde  $\beta$  representa a relação entre a pressão atmosférica ( $p_0$ ) e a pressão de admissão ( $p_1$ ),

$$\beta = \frac{p_0}{p_1}$$

logo,

$$\eta_{teórico\ carga\ parcial} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} - \frac{(\beta - 1)(\varepsilon - 1)}{(\varepsilon - B)} \quad (2.25)$$

Assim conclui-se que o rendimento de um motor a gasolina tradicional com borboleta no canal de admissão é dependente não só da taxa de compressão como também da carga imposta (Figura 2.11) e da mistura de ar/combustível.



**Figura 2.11 – Variação do rendimento teórico com a carga aplicada**

Por sua vez, nos motores de gasolina com injeção direta e carga estratificada, a diminuição da carga é conseguida somente pela redução do combustível injetado não dependendo assim o rendimento térmico da carga imposta ou da riqueza da mistura e é dado pela equação 2.22.

### 2.3.3 Ciclo de Diesel

O ciclo de Diesel representa os motores de ignição por compressão, distinguindo-se do ciclo de Otto pelo fornecimento de calor dar-se a pressão constante ao invés de ser a volume constante.

No entanto não é o ciclo mais indicado para representar os motores a gásóleo. No ciclo de Diesel teórico o calor é fornecido somente a pressão constante (Figura 2.12), contudo nos motores de ignição por compressão o calor fornecido ocorre em duas etapas, uma primeira a volume constante e outra a pressão constante (Figura 2.13). Isto é resultado de nos motores a gásóleo existir um aumento inicial de pressão, resultado de pré-injeções de gásóleo e da vaporização das primeiras gotas de combustível, seguindo-se uma combustão a pressão constante, por si mais suave [22].

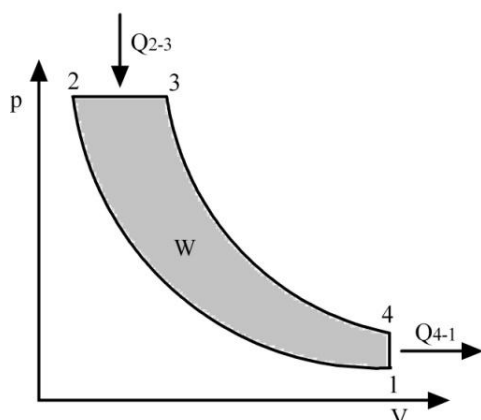


Figura 2.12 - Ciclo teórico de Diesel

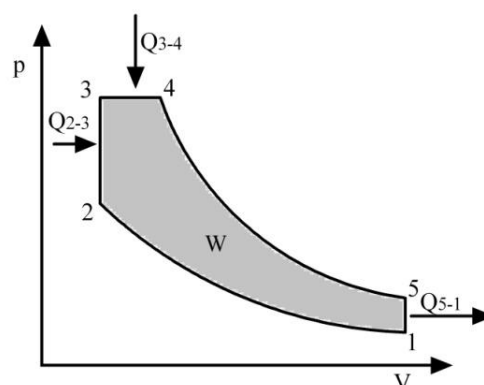


Figura 2.13 - Ciclo teórico Misto

Assim o ciclo que melhor descreve o funcionamento dos motores a gásóleo é um ciclo combinado de fornecimento de calor a volume e pressão constante, chamado de Ciclo Misto ou Dual.

### 2.3.4 Ciclo Misto ou Dual

Distintamente do ciclo de Otto, o ciclo Misto ou Dual é dividido em 5 partes, duas transformações adiabáticas isentrópicas, duas transformações isocóricas e uma transformação isobárica. (Figura 2.13)

- 1-2 Transformação adiabática isentrópica, resultante da compressão do fluido pela realização de trabalho ( $W_{12}$ );
- 2-3 Transformação isocórica, originada pela explosão instantânea da mistura ar-combustível no PMS. O Calor fornecido a volume constante é representado por  $Q_{23}$ .

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2)$$

- 3-4 Transformação isobárica, originada pela injeção e combustão do gasóleo durante o aumento do volume, sendo o calor fornecido a pressão constante e representado por  $Q_{23}$ .

$$Q_{3-4} = C_p(T_4 - T_3)$$

- 4-5 Transformação adiabática isentrópica, proveniente da expansão dos gases queimados.
- 5-1 Transformação isocórica, correspondente à perda de calor para o ambiente (fonte fria). O calor perdido é representado por  $Q_{51}$ .

$$Q_{5-1} = C_v(T_5 - T_1)$$

Para determinar o rendimento térmico deste ciclo é necessário conhecer a quantidade de calor fornecida a volume constante e a quantidade calor fornecida a pressão constante. A quantidade de calor fornecida a volume constante é dada pela relação de combustão a volume constante ( $\Psi$ ), por sua vez a quantidade de calor fornecida a pressão constante é denominada de relação de combustão a pressão constante ( $\delta$ ), sendo ambas definidas por:

$$\Psi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad e \quad \delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

Assim o rendimento teórico será:

$$\eta_{teórico\ Dual} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{|Q_{(5-1)}|}{Q_{(2-3)} + Q_{(3-4)}} \quad (2.26)$$

substituindo as relações a volume e pressão constante vem que:

$$\eta_{teórico\ Dual} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{\delta^\epsilon \Psi - 1}{\epsilon \gamma^{-1} [\Psi - 1 + \gamma \Psi (\delta - 1)]} \quad (2.27)$$

Por sua vez, sendo o ciclo de Diesel caracterizado por somente fornecer calor a pressão contante, o rendimento térmico dele pode ser expresso pelo rendimento do ciclo Dual tendo como a relação de combustão a volume constante de valor 1 ( $\Psi=1$ ). Assim:

$$\eta_{teórico\ Diesel} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{\delta^\epsilon - 1}{\epsilon \gamma^{-1} \gamma (\delta - 1)} \quad (2.28)$$

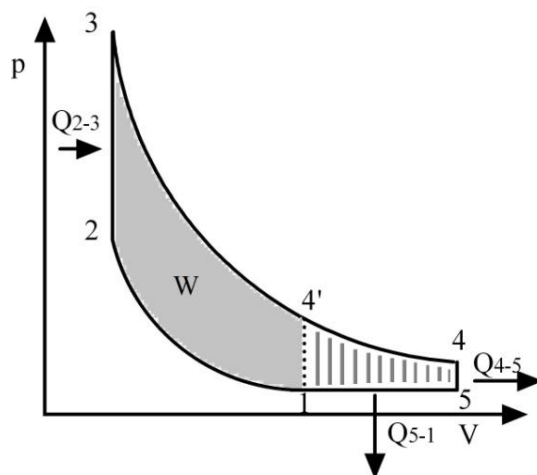
O estudo do ciclo Misto ou Dual a carga parcial não irá ser abordado uma vez que este trabalho incide mais em motores de combustão por ignição comandada. No entanto, sabe-se que o rendimento neste ciclo irá aumentar com o decréscimo da carga, uma vez que a quantidade de calor fornecida a volume constante mantém-se inalterada (resultado da não variação da quantidade de pré-injeção com a carga), sendo a carga diminuída pela redução do fornecimento de calor a pressão constante, originando uma aproximação do funcionamento deste ciclo ao do ciclo de Otto.

### 2.3.5 Ciclo de Miller

O trabalho descrito neste relatório incide na alteração do ciclo de funcionamento de um motor de ignição comanda (BMW K75), isto é, converter o ciclo de Otto característico deste motor para o ciclo de Miller.

O ciclo de Miller (patenteado por Ralph Miller) permite um maior aproveitamento da entalpia dos gases de escape, permitindo assim um aumento no rendimento térmico do ciclo de funcionamento do motor de ignição comandada [23].

Na Figura 2.14 está representado o ciclo de funcionamento de Miller (1-2-3-4'-4-5-1), onde a cinza (1-2-3-4'-1) se encontra o ciclo de Otto e a tracejado (4'-4-5-1-4') se assinala o trabalho aproveitado pela sobre expansão dos gases de escape.



**Figura 2.14 - Ciclo teórico de Miller**

A variação da carga é conseguida através do controlo do tempo de fecho da válvula de admissão (ponto 1), atrasando muito ou adiantando muito o fecho consegue-se uma diminuição da carga. A carga é diminuída quando mais distante estiver o adiantamento ou atraso do fecho da válvula do PMS (deslocação do ponto 1 para a esquerda), por sua vez o aumento da carga é

conseguido pela aproximação do fecho da válvula de admissão ao PMS (deslocação do ponto 1 para a direita).

Quando o motor varia a carga através do atraso do fecho da admissão, designa-se como motor Miller a funcionar em “Back-flow”, isto é a válvula de admissão permanece aberta após o PMS empurrando o ar admitido outra vez para a admissão. Se a carga for variada pelo adiantamento do fecho da válvula de admissão o motor Miller funciona, em parte do tempo de admissão, como uma bomba de vácuo, isto porque o fecho ocorre antes do PMI implicando uma diminuição da pressão no cilindro até ao pistão tornar a subir e a mistura atingir novamente a pressão atmosférica e iniciar então o tempo de compressão.

O volume de ar admitido em ambas as situações será só o volume entre o ponto 1 e 2 e não entre o volume do PMS e PMI (como nos ciclos de Otto e de Diesel).

A taxa de compressão no ciclo de Miller deve ser representada de forma diferente da dos ciclos de Otto e de Diesel. Esta nova taxa de compressão é designada por **taxa de compressão retida** ( $\epsilon_{ret}$ ) e é definida como:

$$\epsilon_{ret} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.29)$$

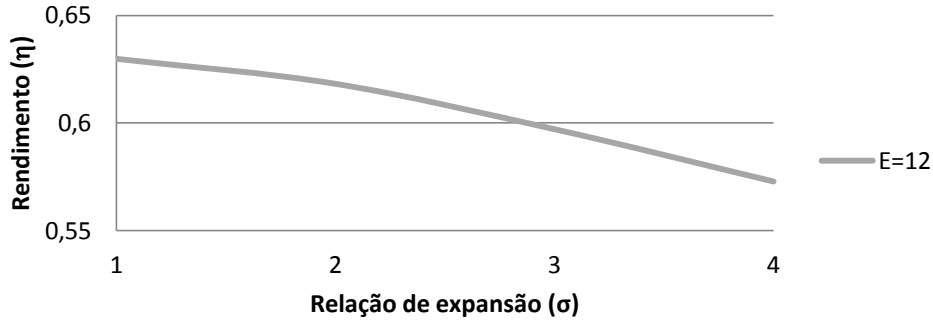
Sendo que a relação entre o volume do PMI e PMS designa-se por taxa de compressão geométrica ( $\epsilon_{geo}$ ).

A relação entre a  $\epsilon_{geo}$  e a  $\epsilon_{ret}$  designa-se como **relação de expansão** ( $\sigma$ ) permitindo saber a relação entre a expansão e a compressão do ciclo. Sendo o aproveitamento do trabalho de expansão tanto maior quanto maior for  $\sigma$ .

$$\sigma = \frac{\epsilon_{geo}}{\epsilon_{ret}} \quad (2.30)$$

### ***Ciclo de Miller com $\epsilon_{geo}$ fixa***

A redução da massa de ar admitida pelo motor (redução da carga), mantendo a taxa de compressão geométrica fixa, resulta num aumento da relação de expansão ( $\sigma$ ) e numa diminuição da taxa de compressão retida ( $\epsilon_{ret}$ ), traduzindo-se num decréscimo do rendimento teórico do motor (Figura 2.15).



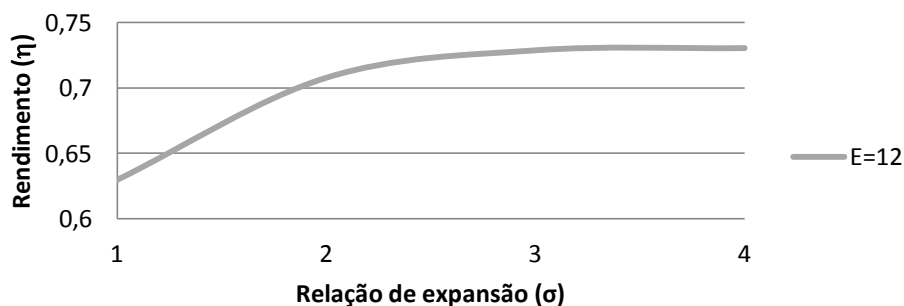
**Figura 2.15 – Rendimento teórico do ciclo de Miller com  $\epsilon_{geo}$  fixa em função de  $\sigma$**

Assim o rendimento do ciclo de Miller, com  $\epsilon_{geo}$  fixa será [20]:

$$\begin{aligned} \eta_{teórico\ Miller (\epsilon_{geo})} &= \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_{(4-5)} + Q_{(5-1)}}{Q_{(2-3)}} \\ &= 1 - \frac{1}{\epsilon_{geo}^{\gamma-1}} - \frac{1 + \sigma^{\gamma}(\gamma - 1) - \gamma\sigma^{\gamma-1}}{B(\gamma - 1)\sigma^{\gamma-1}} \end{aligned} \quad (2.31)$$

### **Ciclo de Miller com $\epsilon_{ret}$ fixa**

No ciclo de Miller, se for garantido que a  $\epsilon_{ret}$  é fixa o rendimento teórico será aumentado com o aumento da relação de expansão (Figura 2.16). Para ser possível a aplicação deste ciclo é necessário o motor (de cilindrada fixa) estar equipado com um sistema de variação da abertura das válvulas de admissão assim como possuir uma câmara de combustão de volume variável.



**Figura 2.16 – Rendimento teórico do ciclo de Miller com  $\epsilon_{ret}$  fixa em função de  $\sigma$**

Assim, o rendimento do ciclo será dependente da carga aplicada, e pode ser calculado por [20]:

$$\begin{aligned} \eta_{teórico\ Miller (\epsilon_{ret})} &= \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_{(4-5)} + Q_{(5-1)}}{Q_{(2-3)}} \\ &= 1 - \frac{1}{\epsilon_{ret}^{\gamma-1}\sigma^{\gamma-1}} + \frac{\gamma\sigma^{\gamma-1} - (\gamma - 1)\sigma^{\gamma} - 1}{B(\gamma - 1)\sigma^{\gamma-1}} \end{aligned} \quad (2.32)$$

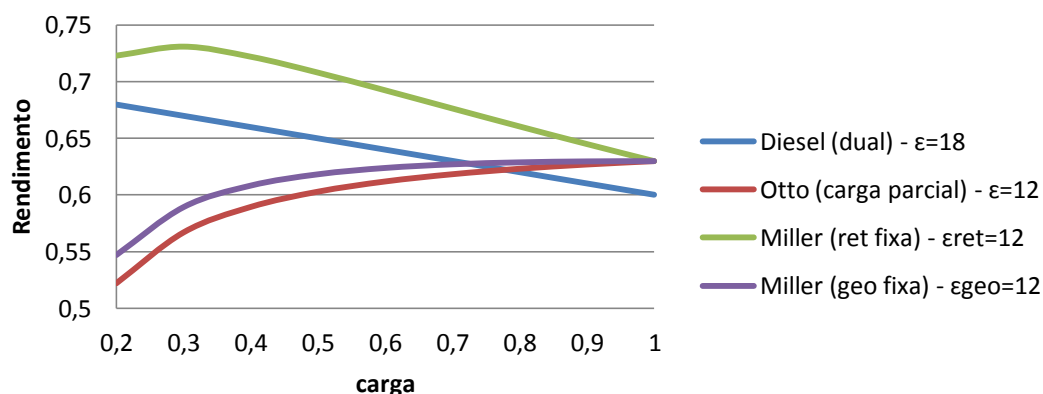


### 2.3.6 Comparação entre os ciclos de Otto (carga parcial), Diesel (Dual) e de Miller

A comparação dos diferentes ciclos é possível analisando a variação do rendimento teórico em função da carga aplicada. A variação de carga no ciclo de Otto é função da limitação do caudal de ar admitido, no ciclo de Diesel é função do excesso de ar (quanto maior o excesso de ar menor a carga aplicada) e no ciclo de Miller a variação da carga é função da relação de expansão (quanto maior a relação de expansão menor a carga aplicada).

Analisando a Figura 2.17, conclui-se que:

- Com o aumento de carga somente o ciclo de Miller com  $\epsilon_{\text{geo}}$  fixa e o ciclo de Otto aumentam seu rendimento, devido às perdas por bombagem serem menores com o aumento da carga;
- Para cargas reduzidas o ciclo de Miller com  $\epsilon_{\text{ret}}$  fixa apresenta maior rendimento que qualquer outro ciclo;
- A carga máxima, todos os ciclos de motores de ignição comandada (Otto, Miller  $\epsilon_{\text{ret}}$  fixa e Miller  $\epsilon_{\text{geo}}$  fixa) apresentam o mesmo rendimento pois ambos os ciclos de Miller se tornam num ciclo de Otto.



**Figura 2.17 - Rendimento dos ciclos teóricos de Otto (carga parcial), Diesel (dual), Miller com  $\epsilon_{\text{ret}}$  fixa e Miller com  $\epsilon_{\text{geo}}$  fixa em função da carga aplicada**

A comparação entre estes quatro ciclos vem fundamentar o motivo da alteração do ciclo de funcionamento do motor de ignição comandada BMW K75. O objetivo é alterar o ciclo de Otto (carga parcial) para o ciclo de Miller, uma vez que teoricamente um motor Miller apresenta maior rendimento térmico que um motor de ciclo de Otto.

## 2.4 OTIMIZAÇÃO DE MOTORES

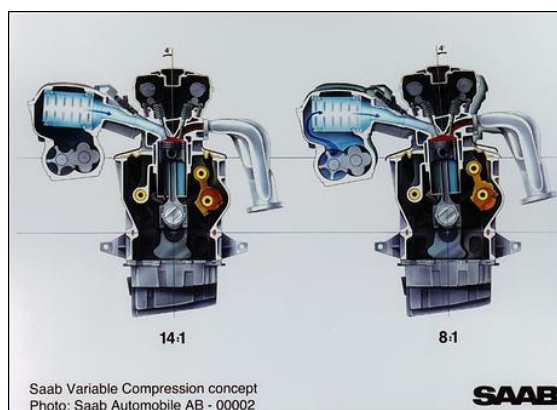
A otimização de motores de combustão interna é conseguida pela manipulação de diversas variáveis inerentes ao seu funcionamento. A variação da taxa de compressão, do “timing” de abertura e fecho das válvulas, sobre-alimentação, sobre-expansão, entre outras possíveis variáveis permitem individualmente, ou mais eficazmente quando combinadas, aumentar o rendimento dos motores de combustão interna.

### 2.4.1 Variação da taxa de compressão

A variação da taxa de compressão nos motores de ignição comandada está diretamente relacionada com o rendimento térmico dos motores (equação 2.22), sendo tanto maior o seu rendimento quanto maior a sua taxa de compressão, no entanto limitada pelo limite de knock imposto pelo combustível.

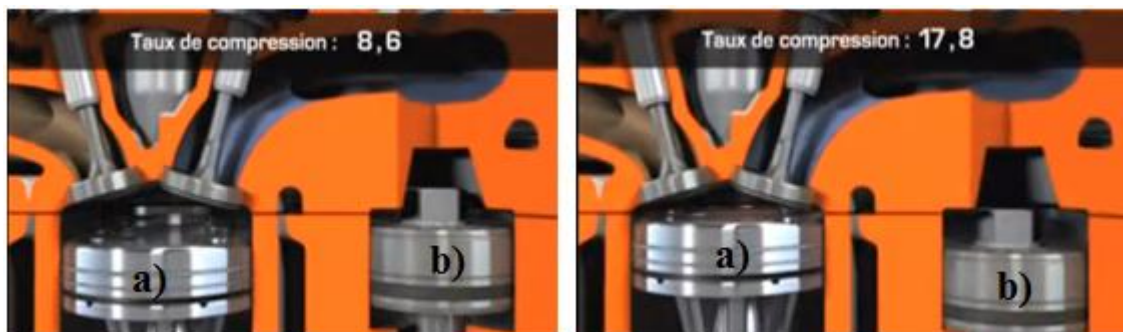
As condições de funcionamento dos motores variam a compressão, por exemplo o estrangulamento da admissão (funcionamento a baixas velocidades) ou a utilização do motor a altitudes elevadas traduz-se numa redução da compressão, por isso torna-se interessante a variação contínua da taxa de compressão com as condições de utilização para não se verificarem perdas de eficiência [21] [24].

Diferentes equipas de investigação têm procurado soluções para variar continuamente a taxa de compressão de um motor. Exemplo da SAAB que produziu um motor que variava a posição do cilindro até 4° de inclinação, originando uma variação contínua da taxa de compressão de 8:1 até um máximo de 14:1. (Figura 2.18) Este motor 1.6L vê o consumo reduzido em cerca de 30 % podendo mesmo igualar a potência debitada de um motor V6 de 3.0L [24] [25].



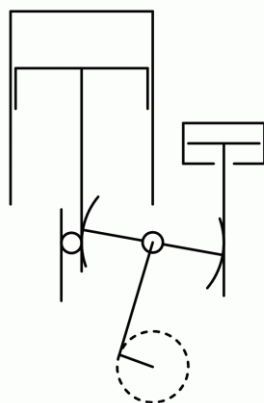
**Figura 2.18 - Motor SAAB 1.6L com variação da taxa de compressão (reproduzido de [25])**

O grupo Peugeot foi outra empresa que desenvolveu um motor, MCE-5, que altera a sua taxa de compressão conforme a carga imposta ao motor.



**Figura 2.19 - Motor MCE-5 com variação da taxa de compressão**

O MCE-5 altera o deslocamento máximo do pistão (Figura 2.19 - a)) para modificar a sua taxa de compressão. Existe um cilindro hidráulico de dupla ação (Figura 2.19 – b)) que está acoplado a um sistema biela-manivela que movimenta uma roda dentada que está ligada pelo seu centro a uma biela acoplada na cambota. A roda dentada transmite movimento a uma cremalheira, onde no seu topo está o pistão, reduzindo ou aumentando o deslocamento do pistão. (Figura 2.20)

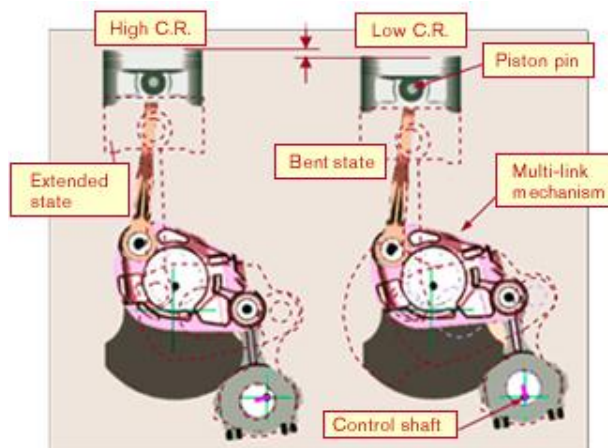


**Figura 2.20 - Esquema de funcionamento do motor MCE-5 (reproduzido de [26])**

Este motor de 1,5L pode obter reduções de consumo na ordem dos 20 a 30 % e produzir uma potência equivalente a um motor V6 convencional de 3L ( $\approx 220$  cv). Este motor foi testado em banco em Janeiro do ano de 2009 e produziu um binário máximo de 420 Nm às 1500 rpm e uma potência máxima de 217cv [26].

Outro motor com taxa de compressão variável foi desenvolvido pelo grupo Nissan. Este motor é caracterizado pela alteração contínua da taxa de compressão através da variação da posição do apoio da biela, que está conectada ao pistão, em relação a cambota (Figura 2.21).

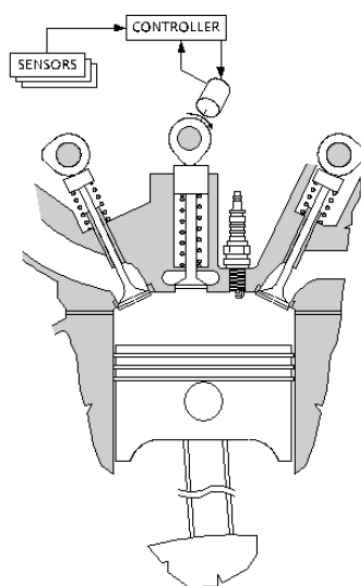
Existe um mecanismo entre a cambota e a biela que implica um movimento não circular da cabeça da biela alterando o volume varrido e consequentemente a taxa de compressão [27].



**Figura 2.21 - Princípio de funcionamento do motor Nissan VCR (reproduzido de [27])**

Este motor é capaz de alterar continuamente a sua taxa de compressão de 1:8 até 1:14 conseguindo uma redução no consumo de cerca de 13% [21] [27].

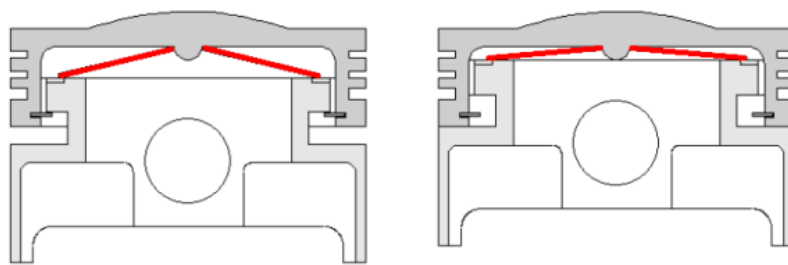
Outro método para alterar a taxa de compressão continuamente reside na alteração contínua do volume da câmara de combustão. O grupo Ford concebeu um motor capaz de modificar o volume da câmara de combustão por intermédio do movimento ascendente e descendente de um êmbolo colocado na cabeça do motor e acionado por um atuador excêntrico [28] [29].



**Figura 2.22 - Sistema de variação do volume da câmara de combustão num motor Ford VCR (reproduzido de [29])**

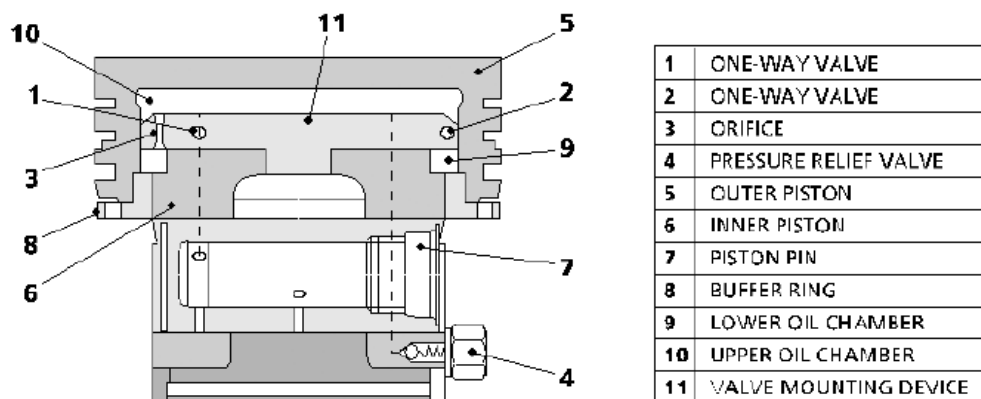
O grupo Daimler-Benz, assim como o já falado grupo Ford, criaram um sistema de variação da taxa de compressão através da variação da altura do pistão. Estes sistemas funcionavam através da variação de pressão no interior do cilindro que faziam reduzir ou aumentar o volume dos cilindros e consequentemente a taxa de compressão.

No caso do sistema do grupo Ford, a redução da velocidade do motor origina uma redução da pressão no interior do cilindro permitindo ter-se a altura máxima do pistão e assim aumentar a taxa de compressão. Com o aumento da velocidade a pressão no interior do cilindro aumentava, deformando uma membrana elástica (marcada a vermelho na Figura 2.23) no interior do pistão obrigando este a reduzir a sua altura provocando assim um aumento do volume da câmara de combustão e redução da taxa de compressão [28] [29].



**Figura 2.23 - Pistão do motor Ford VCR (adaptado de [29])**

O sistema implementado pela Daimler-Benz partilha o mesmo princípio de funcionamento que o do grupo Ford, porém em vez da membrana elástica deformável no interior do cilindro é utilizado um sistema de pressão de óleo para variar a altura do pistão e consequentemente a taxa de compressão do motor [28] [29].



**Figura 2.24 - Pistão VCR Daimler-Benz (reproduzido de [29])**

### 2.4.2 Variação da abertura e fecho das válvulas

A variação da abertura e fecho das válvulas permite melhorar a eficiência volumétrica de um motor e assim conseguir melhores prestações ao longo das rotações.

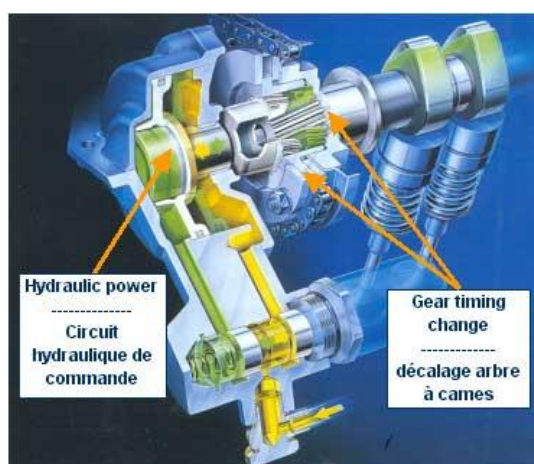
A variação ocorre tanto ao nível do tempo de abertura e fecho das válvulas assim como na variação da sua elevação, continuamente, se possível, com o regime de rotações do motor.

O único sistema capaz de satisfazer, em conjunto, as condições acima descritas são os sistemas de controlo das válvulas eletromagnéticos ou hidráulicos.

O elevado tamanho dos sistemas eletromagnéticos, as elevadas potências necessárias para o funcionamento do sistema e a dificuldade em atingir velocidades elevadas tornaram este sistema inviável atualmente. Por sua vez os sistemas hidráulicos estão limitados pelas velocidades e acelerações impostas ao sistema, sendo necessário potências muito altas resultando num benefício insignificativo [20].

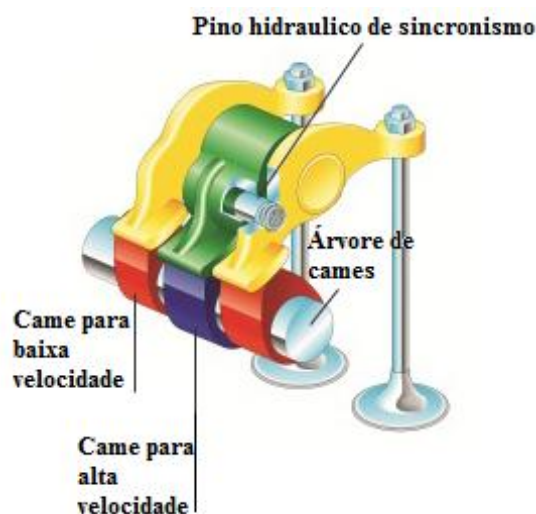
Contudo, para condições particulares de variação da abertura e fecho das válvulas existem sistemas bastante eficazes implementados hoje em dia por diversos construtores de automóveis.

O sistema “Vanos” da BMW permite a variação de fase de abertura e fecho das válvulas, por variação da inclinação da árvore de cames, no entanto não permite a alteração da duração e do deslocamento máximo da válvula (Figura 2.25). Para velocidades reduzidas as válvulas abrem mais tarde, melhorando o aproveitamento da potência a baixas rotações. Durante a elevação da rotação as válvulas abrem mais cedo para permitir o máximo aproveitamento das colunas gasosas e assim aumentar o binário e a eficiência do motor. Contudo no regime de rotação máxima as válvulas abrem mais tarde para permitir obter a máxima potência do motor [30].



**Figura 2.25 - Sistema de variação de fase “Vanos” da BMW (reproduzido de [31])**

O grupo Honda apresentou um sistema, VTEC, que permitiu uma variação da abertura e fecho das válvulas eficazmente, permitindo através do uso alternado de 2 ou mais cames por válvula variar o seu deslocamento máximo. O sistema VTEC é constituído por 3 cames e 3 balanceiros por cada 2 válvulas de admissão ou escape. (Figura 2.26)



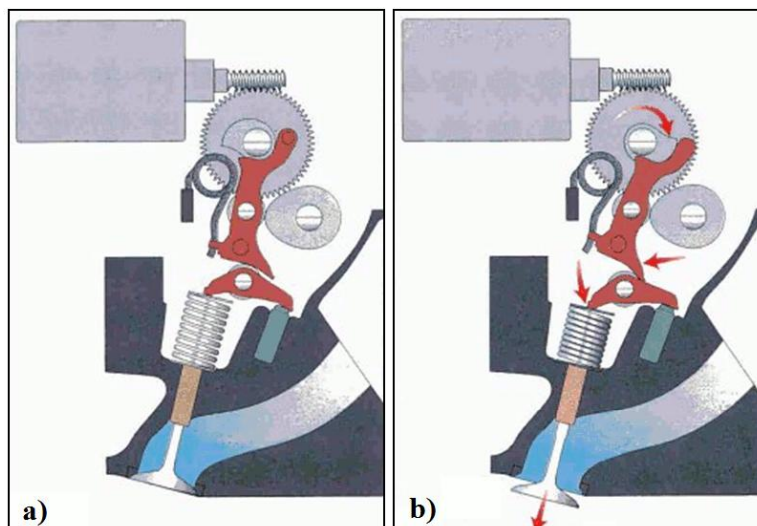
**Figura 2.26 - Esquema de funcionamento do sistema Honda VTEC (adaptado de [32])**

Em regimes de baixa rotação, o came central está desativado existindo apenas 2 cames ativos, e em alguns motores, de diferentes tamanhos. A diferença de tamanho nos 2 cames de admissão permitem que exista uma válvula de admissão que abre mais que a outra criando turbulência para uma melhor combustão.

Acima de uma determinada rotação a pressão de óleo no circuito aumenta até fazer o balanceiro central atuar solidariamente com os restantes 2, sendo o came central o controlador e os restantes cames ficam desativo. O came central possuiu ângulos de abertura maiores originando maiores aberturas nas válvulas resultando numa melhor aspiração do motor [20]. Com este sistema a Honda já conseguiu fabricar motores com cerca de 100cv por litro.

Em 2004 a BMW lançou um novo sistema de variação do funcionamento das válvulas, Valvetronic, que permitiu a redução da abertura das válvulas em duração e altura, deixando de ser necessária a válvula de borboleta presente no tubo de admissão [20].

Este sistema utiliza um veio com cames parciais acionadas eletronicamente, que alteram o ponto de pivotagem dos balanceiros permitindo as válvulas moverem-se do seu ponto de deslocamento mínimo (válvula fechada) até ao máximo de abertura possível (válvula totalmente aberta). (Figura 2.27)



**Figura 2.27 - Sistema Valvetronic da BMW (a - posição de abertura mínima; b - posição de abertura máxima) (adaptado de [33])**

O sistema Valvetronic, devido ao controlo da variação do tempo e altura da abertura das válvulas não necessita de válvulas no coletor de admissão e assim permite diminuir as perdas por bombagem do motor aquando do funcionamento a regimes de velocidade reduzida, aumentando a sua eficiência [20].

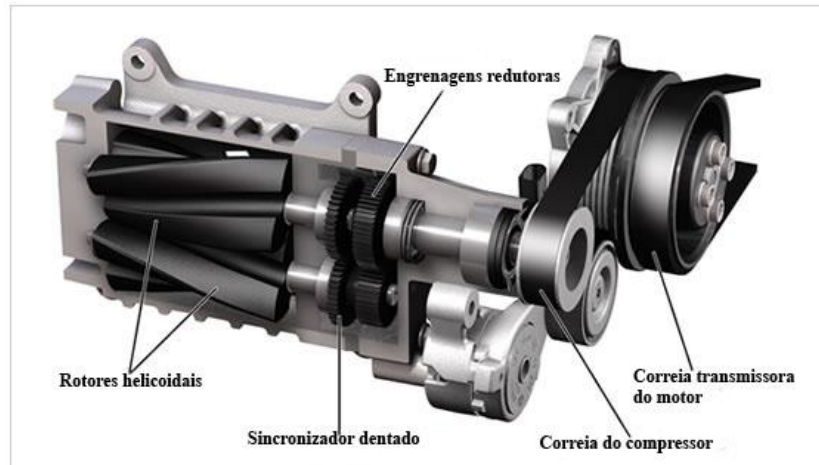
### **2.4.3 Sobre-alimentação**

A utilização de sistemas de sobrealimentação nos motores proporciona um aumento da massa de ar em cada ciclo no motor, devido ao aumento da pressão do ar admitido. Este aumento de massa de ar permite aumentar as prestações dos motores, logo conseguir potências e binários idênticos a motores aspirados com muito maior tamanho.

Existem três tipos de sistemas de sobre-alimentação, os compressores, os turbo-compressores e os compressores de ondas [20].

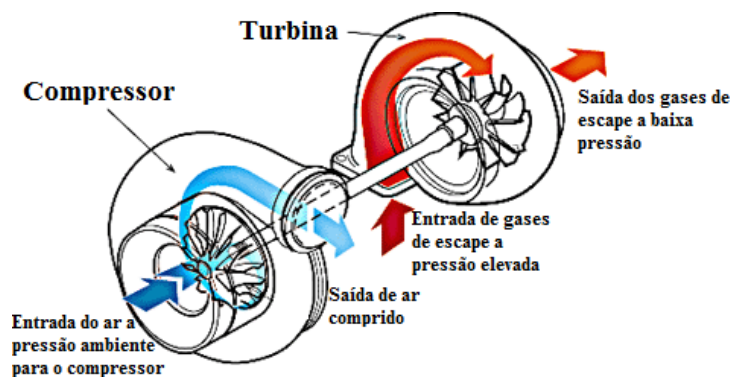
Os compressores (Figura 2.28) são sistemas que aumentam a pressão do ar admitido utilizando parte da potência gerada pelo motor para realizar trabalho de compressão.





**Figura 2.28 - Esquema de funcionamento de um compressor do tipo parafuso [34]**

Os turbo-compressores (Figura 2.29) são os sistemas mais eficientes, uma vez que aproveitam a entalpia dos gases de escape, anteriormente desperdiçada, para movimentar uma turbina, ligada a um compressor que aumenta a pressão do ar admitido pelo motor.



**Figura 2.29 - Esquema de um turbo-compressor (adaptado de [35])**

O sistema de compressão por ondas é caracterizado pela utilização do movimento dos gases de escape aquando do cruzamento de válvulas, o que permite uma sucção do ar a ser admitido pelo motor, ajudando a aumentar a eficiência volumétrica.

#### **2.4.4 Sobre-expansão**

Os motores de combustão interna expulsam os gases de escape a uma pressão e temperatura ainda significativos. A entalpia desperdiçada no calor libertado pelos gases de escape podia ser reaproveitada, sob a forma de trabalho, através de uma maior duração do tempo de expansão ou uma menor duração do tempo de compressão, permitindo assim uma melhor eficiência dos motores.

Assim, os motores sobre-expandidos têm um maior curso de expansão que de compressão, ou seja, o tempo de compressão é menor que o tempo de expansão [36]. (Figura 2.30)

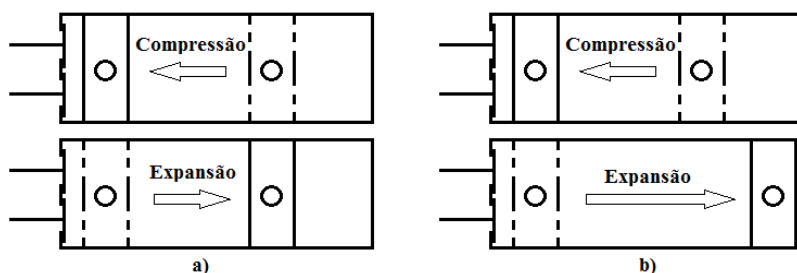
Ao aumentar o tempo de expansão, relativamente ao de compressão, os gases resultantes da combustão a elevada temperatura e pressão são expandidos a um ponto de menor pressão e temperatura que nos motores convencionais, conseguindo-se mais trabalho por volume de ar admitido.

Este sistema de sobre-expansão pode ser obtido através da variação do deslocamento do pistão, utilizando sistemas biela-manivela de elevado grau de complexidade (Figura 2.31), ou através da variação do tempo de fecho das válvulas de admissão (mais adiantado ou atrasado) (Figura 2.32) [7].

Este tipo de motores será abordado no capítulo seguinte de forma mais aprofundada e detalhada.

## 2.5 MOTORES SOBRE-EXPANDIDOS

Os motores sobre-expandidos são caracterizados por possuírem um rácio de compressão menor que o rácio de expansão. (Figura 2.30)



**Figura 2.30 - Comparação entre os rácios de compressão e expansão no ciclo de Otto (a) e no ciclo de Miller (b)**

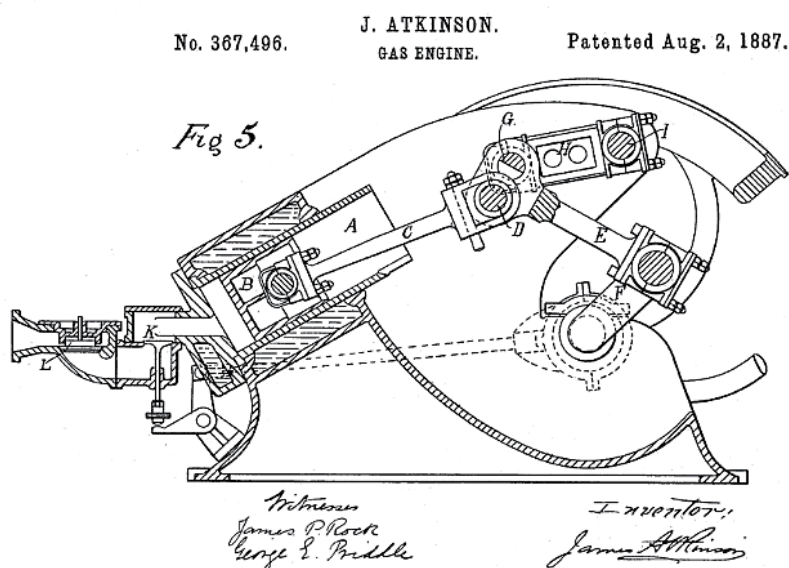
A sobre-expansão pode ser obtida pelo:

- Uso de um sistema biela-manivela complexo (ex. Motor de Atkinson, Motores com sistemas epi e hipo-cicloidais ao invés dos comuns sistemas biela-manivela);
- Redução da mistura admitida pelo motor através do fecho muito adiantado da válvula de admissão, isto é, muito antes do PMI (ex: Motores do ciclo de Miller – EIVC *Early Intake Valve Closure*);

- Redução da mistura admitida pelo motor através do fecho muito atrasado da válvula de admissão, isto é, muito depois do PMI (ex: Motores do ciclo de Miller – LIRC *Late Intake Valve Closure*) [7].

Usualmente os motores sobre-expandidos são referenciados como sendo motores de Atkinson ou que funcionam em ciclo de Atkinson.

James Atkinson criou um motor que permitia a diferença de rácios entre a expansão e a compressão. O motor era um sistema complexo de bielas-manivelas ao invés dos normais motores de combustão com um único sistema biela-manivela. (Figura 2.31)

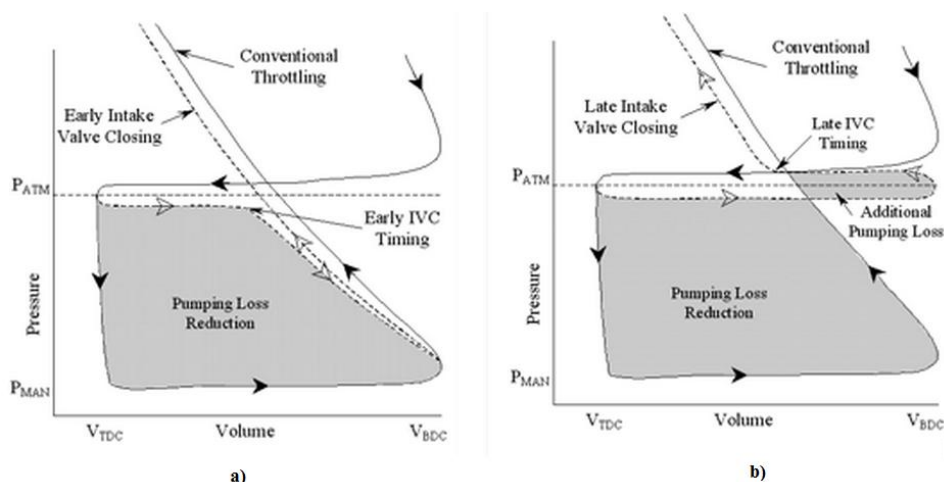


**Figura 2.31 - Motor de Atkinson (reproduzido de [37])**

Mais tarde surgiu uma adaptação melhorada do motor de Atkinson que permitiu reduzir à complexidade do sistema. Esta adaptação foi criada por Ralph Miller e possibilitou a utilização de um único sistema biela-manivela, sendo o rácio de expansão maior que o de compressão através da variação do fecho das válvulas de admissão (muito adiantado ou muito atrasado), fazendo assim que só parte da mistura seja retida. Com a criação deste tipo de motor criou-se um novo ciclo designado por ciclo de Miller [38].

Usando o método EIRC a eficiência volumétrica a altas rotações é prejudicada reduzindo a massa de ar admitida no motor e prejudicando assim a sua potência. Pelo contrário, a altas rotações a estratégia LIRC beneficia da inércia dos gases de admissão, aumentando assim a eficiência volumétrica do motor e consequentemente o seu binário.

Pela Figura 2.32 verifica-se que as perdas por bombagem utilizando o método EIVC são inferiores ao método LIVC. No método EIVC o trabalho realizado pela expansão da mistura é depois recuperado no início do curso de compressão, uma vez que a válvula de admissão estará fechada e o ar dentro do cilindro irá atuar como uma mola. Por sua vez o método LIVC tem mais perdas por bombagem pois é necessário expulsar parte da mistura admitida para o coletor de admissão, sendo necessário executar trabalho para forçar a mistura a passar pela válvula e condutas de admissão, aumentando as perdas com o aumento de rotação do motor.



**Figura 2.32 – Perdas por bombagem entre o método EIVC (a) e o LIVC (b) (reproduzido de [39])**

Sendo este tipo de motores de baixa eficiência volumétrica é necessário aumentar as pressões de funcionamento de modo a atingir-se as mesmas condições de pressão média efetiva.

Num motor sobre-expandido é conveniente ajustar a taxa de compressão geométrica para garantir um rendimento elevado. É necessário aumentar a taxa de compressão até um valor tão alto quanto o possível, sem ultrapassar os limites impostos pelas condições de knock nos motores a gasolina. Quanto maior a sobre-expansão, menor a mistura admitida logo, mais se deverá aumentar a taxa de compressão geométrica de modo a obter uma taxa de compressão retida semelhante à do ciclo de Otto em limite de knock.

Assim é necessário otimizar a taxa de compressão para o motor projetado ou então utilizar sistemas de variação da taxa de compressão (ver capítulo 2.4.1) ou de sobre-alimentação (ver capítulo 2.4.1 e 2.4.3).

Algumas empresas da indústria automóvel lançaram veículos com motores sobre-expandidos. Exemplo disso é o grupo Mazda e Toyota.

A Mazda foi pioneira no lançamento de automóveis com motores sobre-expandidos com o lançamento do Mazda Millenia em 1998. Tratava-se de um automóvel com um motor v6 sobre-expandido de 2.3L sobre-alimentado [40].

Atualmente a Mazda lançou o modelo Mazda 2 para o mercado com um motor de 1.3l sobre-expandido (ciclo Miller - LIVC) [41].

A Toyota lançou para o mercado o Toyota Prius, um carro híbrido, que utiliza atualmente um motor de ciclo Miller com 1.8L (1,5L nas versões anteriores) de taxa de compressão geométrica 13:1 e taxa de compressão retida variável (uso de um sistema de abertura variável das válvulas que permite variar o momento do fecho da válvula de admissão) [42].

Neste projeto, pretende-se modificar o motor de uma moto BMW K75 de ciclo Otto para um motor sobre-expandido de ciclo Miller. A sobre-expansão será conseguida através do atraso do fecho das válvulas de admissão e aumento da taxa de compressão até a um máximo limitado pelas condições de knock. Este motor irá funcionar somente em dois regimes diferentes, sendo possível regular a taxa de compressão de modo a otimizar o ponto de funcionamento mais comum, a baixa velocidade, sendo provavelmente necessário utilizar uma válvula limitadora de caudal de ar (borboleta) para limitar a taxa de compressão retida, de forma a evitar a ocorrência de knock, no ponto de funcionamento a velocidade elevada.

Assim pretende-se aumentar a eficiência do motor para uma futura utilização num range-extender.



### **3 MODELO TEÓRICO**

---





### 3 MODELO TEÓRICO DAS MASSAS DE AR

De forma a estimar a massa de ar admitida pelo motor, em diferentes condições de funcionamento, desenvolveu-se um modelo capaz de calcular e simular a massa de ar retida no interior do cilindro antes da compressão.

A determinação da massa de ar admitida permitiu saber as condições ideais de funcionamento do motor – rebaixamento máximo para a taxa de compressão retida máxima limitada pela ocorrência de knock – na utilização das diferentes árvores de cames fabricadas, ao longo de todo o regime de rotações.

#### 3.1 DADOS INICIAIS

Para simular o ar admitido pelo motor foi necessário conhecer as características técnicas do motor. As características, mencionadas em manuais de reparação e manutenção da mota, foram os principais dados de entrada para o funcionamento do modelo (Tabela 3.1).

**Tabela 3.1 - Características técnicas do motor BMW K75 [19]**

BMW K75	
<b>Taxa de compressão</b>	11:1
<b>Diâmetro do cilindro</b>	67 mm
<b>Curso</b>	70 mm
<b>Nº Cilindros</b>	3
<b>Volume Varrido</b>	740,4 cm <sup>3</sup>

Os dados apresentados na Tabela 3.1 são dados geométricos de catálogo. De forma a aproximar o modelo à realidade comparou-se e corrigiu-se os dados dos manuais com os medidos no motor.

Dos dados fornecidos pelos manuais apenas os valores relativos à taxa de compressão eram dispares dos reais. O valor da taxa de compressão foi corrigido pela medição do volume das câmaras de combustão do motor.

### 3.2 MEDIÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO DO MOTOR

A taxa de compressão ( $\epsilon$ ) de um motor de combustão interna é ditada pelo rácio entre o volume admitido pelo motor (volume varrido + volume câmara de combustão) e o volume final resultante da compressão do pistão no cilindro (Volume da câmara de combustão).

#### 3.2.1 Volume varrido

Os pistões do motor BMW K75 apresentam um diâmetro de 67,0mm e um curso de 70,0mm, perfazendo um volume varrido de 740,4 cm<sup>3</sup>.

#### 3.2.2 Volume câmara de combustão real

O Volume da câmara de combustão é o volume entre as paredes da culassa e a parede da cabeça do pistão, quando este se encontra no PMS.

Sendo a taxa de compressão teórica anunciada pela BMW para o motor K75 de 11:1, pode-se assim determinar o volume teórico da câmara de combustão. No entanto para determinar a taxa de compressão real necessita-se saber o volume real da câmara de combustão.

O volume real pode ser determinado pela soma do volume causado pela espessura da junta ( $V_j$ ) com o volume, de uma das três calotes hemisféricas da culassa ( $V_{culassa}$ ) e subtraindo o volume ocupado pela concavidade da cabeça do pistão ( $V_{cp}$ ).

$$V_{cc} = V_j + V_{culassa} - V_{cp} \quad (3.1)$$

#### **Volume da junta**

Sendo a espessura ( $e$ ) da junta de 1,7mm e o diâmetro do furo para um cilindro de 67,7mm então o volume é de 6,12 cm<sup>3</sup>.

$$V_j = \left( \frac{\pi D^2}{4} \times e \right) = \left( \frac{\pi 6,77^2}{4} \times 0,17 \right) = 6,12 \text{ cm}^3$$

#### **Volume da culassa**

O volume da culassa foi determinado pela medição do volume de gasolina necessário para o preenchimento das calotes hemisféricas da culassa.

Primeiramente colocou-se a culassa com a face de contacto com a junta da culassa virada para cima e as válvulas e velas devidamente montadas. Untou-se a superfície da culassa com

óleo (Figura 3.1) e colocou-se uma placa de acrílico com 2 furos (1 para introdução do fluido e outro para respiro) de forma a tornar estanque a concavidade (Figura 3.2).



**Figura 3.1 - Processo de vedação entre a placa de acrílico e a culassa, através da colocação de óleo na periferia da câmara de combustão**



**Figura 3.2 - Colocação da placa na superfície retificada da culassa**

De seguida foi preenchido e medido através de uma seringa graduada o volume, entre a placa e a calote hemisférica da culassa, com gasolina (Figura 3.3 e Figura 3.4). Procedeu-se de igual forma nas 3 calotes da culassa e obteve-se um volume preenchido médio de  $22,73 \text{ cm}^3$  para cada uma das três calotes hemisféricas.



**Figura 3.3 - Gasolina usada no processo de medição do volume**



**Figura 3.4 - Preenchimento da calote com gasolina**



**Figura 3.5 - Calote totalmente preenchida com gasolina**

Após esta etapa passou-se para a medição do volume ocupado pela concavidade da cabeça do pistão.

### ***Volume ocupado pela concavidade da cabeça do pistão***

Primeiramente colocou-se o motor com a face retificada voltada para cima e nivelada (Figura 3.6).



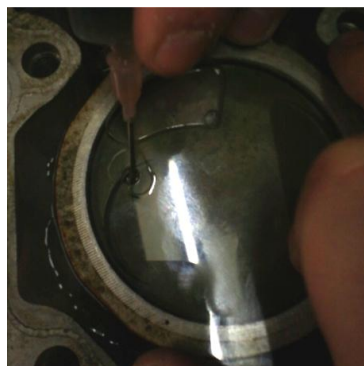
**Figura 3.6 - Colocação do bloco do motor com o topo dos pistão viradas para cima (a) e posterior nivelamento do bloco (b)**

Com auxílio de um suporte fixo e um comparador achou-se o ponto motor superior do pistão (Figura 3.7).



**Figura 3.7 - Determinação do PMS**

Após isto, deslocou-se o pistão 10mm para baixo. Da mesma forma que na culassa, no bloco vedou-se o volume a preencher com uma placa de acrílico e óleo (Figura 3.8).



**Figura 3.8 - Preenchimento do volume com gasolina**

Sendo o fluido utilizado a gasolina, e tendo esta pouca viscosidade a medição não foi satisfatória, pois a gasolina injetada no volume criado vazava pelos segmentos do pistão para o

cárter. Como solução optou-se pela utilização de um fluido de maior viscosidade, óleo fino, para a medição (Figura 3.9).



**Figura 3.9 - Preenchimento do volume com óleo fino**

Foram introduzidos cerca de 32,0 cm<sup>3</sup> de óleo no volume criado. Sabendo que o diâmetro do cilindro é de 67,0 mm e o pistão foi deslocado 10,0 mm, o volume deslocado foi de 35,26 cm<sup>3</sup>. Tendo sido injetado apenas 32,0 cm<sup>3</sup> o volume ocupado pela cabeça do pistão é resultado da subtração destes dois volumes anteriormente quantificados, ou seja, a cabeça do pistão ocupa 3,26 cm<sup>3</sup>.

Como resultado temos que o volume da câmara de combustão é de 25,6cm<sup>3</sup>.

$$V_{cc} = V_j + V_{culassa} - V_{cp} = 6,12 + 22,73 - 3,26 \cong 25,59 \text{ cm}^3$$

### 3.2.3 Taxa de compressão real

Tendo o volume varrido e o volume da câmara de combustão obtidos e exatos, a taxa de compressão real vem por:

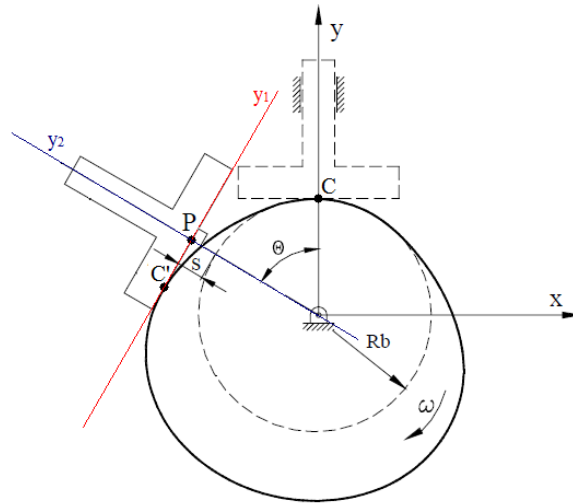
$$\varepsilon = \frac{V_v + V_{cc}}{V_{cc}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{246,80 + 25,59}{25,59} = 10,64$$

Assim corrigiu-se a taxa de compressão teórica de 11:1 para a real de 10,6:1 medida, permitindo proceder à simulação com um menor erro.

## 3.3 DETERMINAÇÃO DO DESLOCAMENTO DAS VÁLVULAS.

A abertura da válvula de admissão é determinante para o cálculo da massa de ar retida no cilindro do motor. É a partir da altura de abertura da válvula que se consegue determinar a área de passagem do ar para o interior do cilindro e por conseguinte o caudal de ar admitido. A altura de abertura da válvula é considerada válida, para o cálculo da área de passagem do ar, para valores superiores à altura máxima da rampa de silenciamento (0,2 mm aproximadamente) [19].

Foi medido, em anos anteriores, o deslocamento do came ao longo dos ângulos de cambota. Devido ao mecanismo came-seguidor ser de prato concêntrico, verifica-se a existência de deslocamentos distintos de came e válvula (seguidor de prato) para o mesmo ângulo de cambota, excetuando os pontos de deslocamento máximo e mínimo do seguidor (quando o ponto P coincide com o ponto C – Figura 3.10). Isto verifica-se devido ao ponto de contato (C – Figura 3.10) entre o came e o seguidor variar com o ângulo do came.



**Figura 3.10 - Representação do movimento de um mecanismo came-seguidor, semelhante ao utilizado no motor BMW K75 (adaptado de [43])**

Devido à geometria da culassa a medição do deslocamento da válvula era difícil e imprecisa. Através da utilização de métodos analíticos determinou-se o deslocamento da válvula pelo deslocamento medido no came.

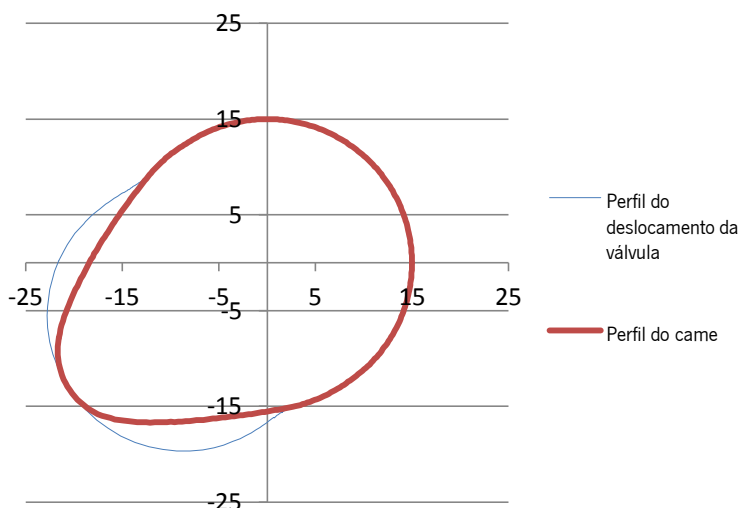
Sendo o prato da válvula concêntrico com o came, então:

- Através da determinação do declive da recta que passa no ponto imediatamente antes e depois do ponto de contacto “C” do came/seguidor determina-se a equação da recta “ $y_1$ ” com declive “ $m_1$ ” que passa pelo ponto de contacto;
- Sendo a recta “ $y_2$ ” que passa pelo ponto central do prato “P” e pelo centro do came “O” perpendicular à recta “ $y_1$ ”, então o declive “ $m_2$ ” da recta “ $y_2$ ” será o inverso negativo do declive da recta “ $y_1$ ”;

$$m_2 = -\frac{1}{m_1}$$

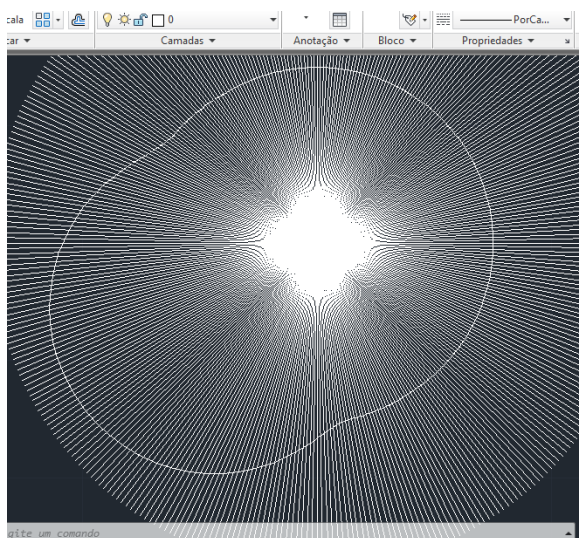


- Determinadas as equações das rectas " $y_1$  e  $y_2$ ", a interseção destas resultam nos pontos (x,y) para um dado ângulo de cambota coincidente com o ponto " $P$ ", que descrevem o movimento da válvula. (Figura 3.11)



**Figura 3.11 - Perfil do came de admissão e perfil do deslocamento da válvula de admissão, determinado analiticamente**

Com recurso a um software de desenho computacional, transferiu-se os pontos (x,y) para uma nuvem de pontos 2D e obteve-se o deslocamento (s) da válvula ao longo dos ângulos de cambota. (Figura 3.12)

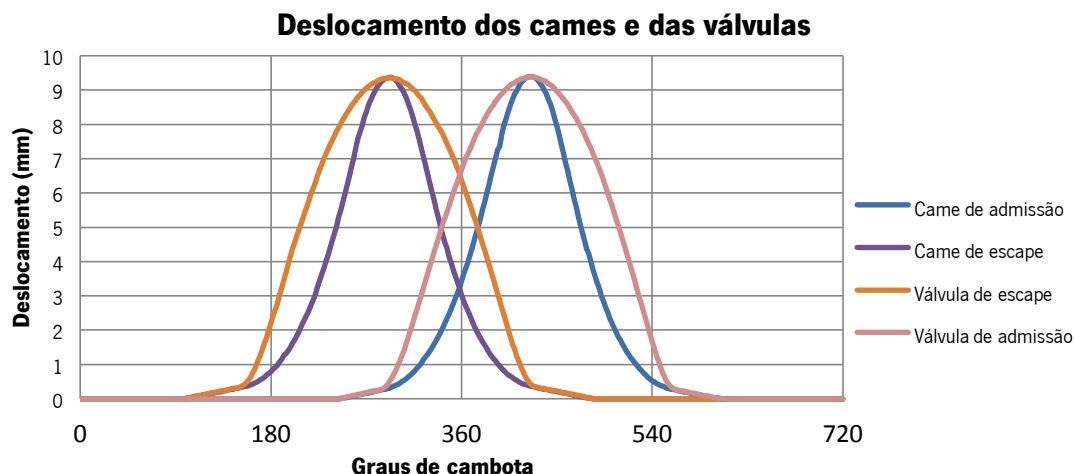


**Figura 3.12 - Perfil do deslocamento da válvula de admissão dividido em 360 pontos, desenhado em AutoCAD 2013**

### 3.3.1 Verificação e correção do *timing* das válvulas

A medição do deslocamento do came em função do ângulo da cambota, em trabalhos anteriores, apesar de correta não foi sincronizada corretamente com os tempos do motor.

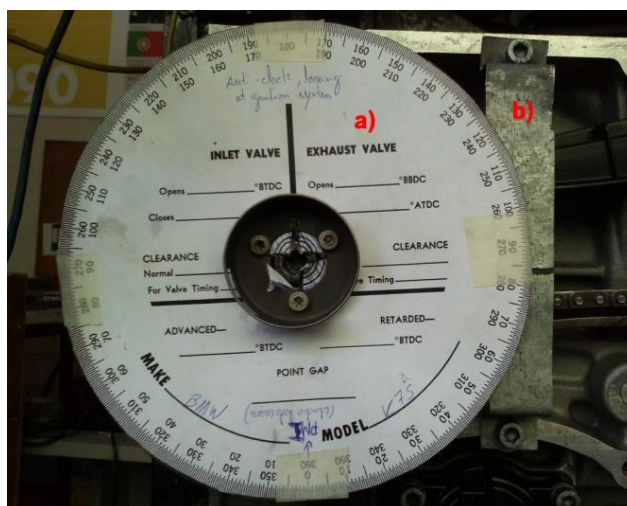
Este erro originou cruzamentos de válvulas de valor excessivo, sendo impróprio para o funcionamento do motor, assim como taxas de compressão muito elevadas e distantes da realidade. (Figura 3.13)



**Figura 3.13 - Deslocamentos dos cames e das válvulas de admissão e escape do motor BMW K75 medidos em trabalhos anteriores em função do ângulo da cambota**

Procedeu-se a uma medição nova do deslocamento dos cames de escape e admissão para correção do erro.

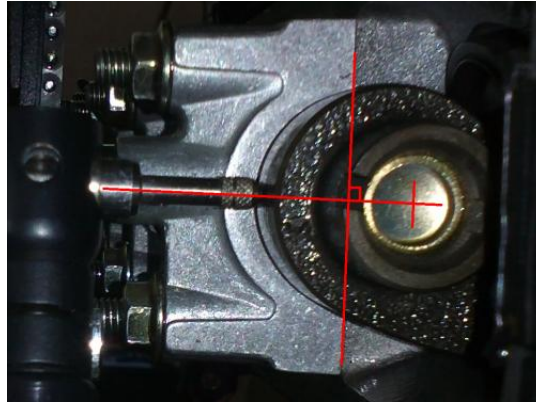
Foi necessário adaptar um disco graduado à cambota do motor e fixar uma régua ao bloco do motor, de forma a ser possível determinar com exatidão a posição da cambota. (Figura 3.14)



**Figura 3.14 - Disco graduado (a) e régua (b) posicionados no motor**

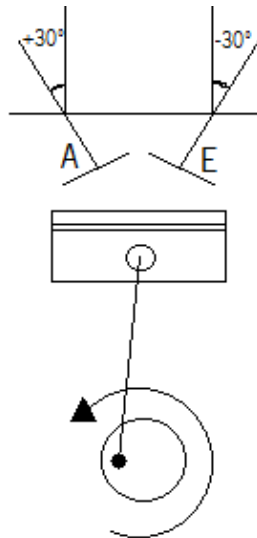
Para a medição do deslocamento do came utilizou-se um comparador, alinhado com o centro da came e perpendicular ao plano de aperto da árvore de cames. Na medição para o came de escape como para o de admissão utilizou-se sempre esta configuração. (Figura 3.15)





**Figura 3.15 - Colocação do comparador sobre a face do came**

Estando as válvulas e os seus respetivos pratos, de admissão e escape, inclinados  $+30^\circ$  e  $-30^\circ$  em relação ao bloco, respetivamente, ter-se-á de somar ou subtrair o efeito da inclinação da válvula à posição da cambota para o deslocamento medido. (Figura 3.16)

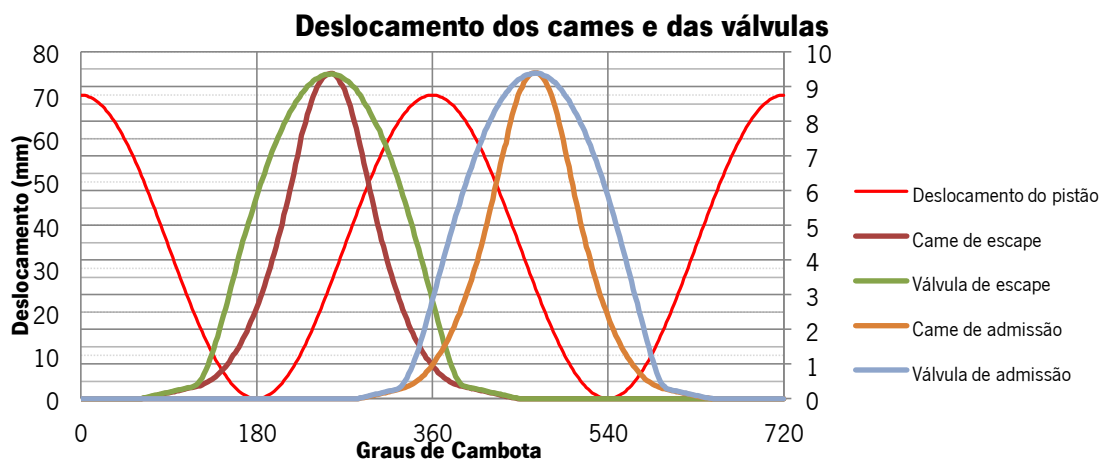


**Figura 3.16 - Esquema representativo da inclinação das válvulas de escape e admissão**

Os resultados obtidos das medições constam da Tabela 3.2 e estão representados em função da posição da cambota na Figura 3.17.

**Tabela 3.2 - *Timing* das válvulas medidos no motor BMW K75**

	Admissão		Escape	
	Deslocamento do came (mm)	Posição da cambota ( $^\circ$ )	Deslocamento do came (mm)	Posição da cambota ( $^\circ$ )
Abertura	0,51	$15^\circ$ antes PMS	0,73	$40^\circ$ antes PMI
Fecho	0,5	$40^\circ$ depois PMI	0,2	$50^\circ$ depois PMS



**Figura 3.17 – Deslocamentos, corretos, dos cames e das válvulas de admissão e escape do motor BMW K75 medidos em função do ângulo da cambota**

Obtiveram-se resultados credíveis para a deslocação dos cames e válvulas em função do ângulo da cambota e idênticos aos anunciados pelos manuais de reparação do motor. (Tabela 3.3)

**Tabela 3.3 - Timing das válvulas do motor BMW K75 apresentado no manual de reparação do motor [19]**

	Admissão		Escape	
	Deslocamento da válvula (mm)	Posição da cambota (°)	Deslocamento da válvula (mm)	Posição da cambota (°)
Abertura	3	5° antes PMS	3	28° antes PMI
Fecho	3	27° depois PMI	3	5° antes PMS

### 3.4 CÁLCULO DA TAXA DE COMPRESSÃO RETIDA

O modelo teórico foi desenvolvido com o intuito de se determinar o rebaixamento do bloco necessário para a obtenção de uma taxa de compressão retida, limitada pela ocorrência de knock (12:1), para cada perfil dos cames projetados em trabalhos anteriores (Dwell 50 e 60).

O modelo criado calcula a quantidade de ar retida pelo motor em cada cilindro antes do tempo da explosão.

É assumido que o motor funciona com o acelerador aberto ao máximo (*full-throttle*) e que após o tempo de admissão, isto é, no ponto morto inferior, o volume do cilindro contém uma dada massa de ar nas condições de temperatura e pressão iguais às do coletor de admissão e

que durante o tempo de compressão uma determinada massa de ar é expulsa até ao fecho da válvula de admissão.

De modo a simular a passagem do ar através das válvulas de admissão recorre-se à equação 3.2 referente a um escoamento incompressível quase estático na passagem por uma restrição, neste caso representada pela válvula de admissão [44].

$$\dot{m} = \frac{AC_d p_m}{R} \sqrt{\frac{2c_p}{T_m}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_m}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \left(\frac{p_j}{p_m}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.2)$$

Para utilização correta desta equação é necessário conhecer, em cada momento, a área de passagem da massa de ar através das válvulas e afetá-la pelo coeficiente de descarga. Pode-se assumir o coeficiente de descarga igual a 0,6 [45]. Este coeficiente deve-se ao facto do escoamento não ser laminar e por isso a área útil de passagem não ser a total.

A área de passagem é medida em 3 estágios (Figura 3.18), no início da abertura em que a área é limitada pelo ângulo de corte da válvula ( $L_v/D_v < 0,125$ ), sendo dada por:

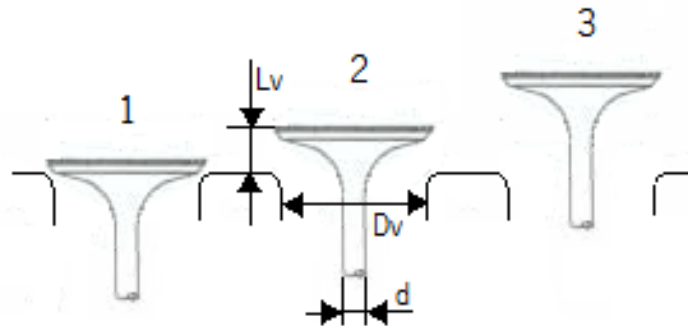
$$A = \pi L_v \cos \beta \left( D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad (3.3)$$

Na posição 2, a limitação é dada pela altura de abertura da válvula ( $L_v$ ) e a equação da área de passagem é:

$$A = \pi (D_v - w) \sqrt{(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2} \quad (3.4)$$

No último estágio, a área de passagem é a da coroa circular entre a haste da válvula e o interior da sede.

$$A = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d^2) \quad (3.5)$$



**Figura 3.18 – Diferentes estágios de abertura das válvulas de admissão (adaptado de [20])**

Pela subtração da massa expulsa do cilindro à massa de ar no PMI determina-se a massa de ar retida.

O quociente da massa de ar retida pela massa de ar às condições de temperatura e pressão do coletor de admissão é a taxa de compressão retida para determinada condição de funcionamento (RPM, altura de rebaixamento do bloco e perfil de árvore de cames utilizada).

### 3.4.1 Estimativa do binário e da potência obtida

Pela curva característica de binário efetivo do motor BMW K75 (Figura 2.6) obteve-se os respetivos valores de binário para cada rotação. Assim tornou possível a obtenção do binário efetivo do motor em vários regimes de funcionamento.

Sabe-se que o binário efetivo é dado pela redução do binário resultante das perdas por atrito/carga ao binário indicado (proporcional à quantidade de ar admitido pelo motor em cada ciclo).

$$B_{efetivo} = B_{indicado} - B_{perdas} \quad (3.6)$$

Deduzido o binário efetivo através das curvas características do motor, rapidamente se chega ao valor do binário indicado para qualquer regime do motor, bastando calcular o binário resistente do motor referente às perdas por atrito.

Sendo a  $pma$  dada pela equação 2.15, o binário resultante das perdas é obtido diretamente da  $pma$  uma vez que esta é proporcional ao binário referente às perdas ( $B_{perdas}$ ) pela equação abaixo, proveniente da equação 2.17.

$$pma = \frac{\pi \times B_{perdas} \times T}{V_v} \Rightarrow B_{perdas} = \frac{pma \times V_v}{\pi \times T}$$

Sendo o binário indicado diretamente proporcional à quantidade de ar admitida por ciclo no motor, a determinação do binário indicado do motor em ciclo Miller (alterado) pode ser estimado pelo produto da eficiência volumétrica em ciclo Miller com o binário indicado em ciclo Otto (original).

$$B_{indicado\ Miller} = B_{indicado\ Otto} \times e_v \quad (3.7)$$

De forma a contabilizar o trabalho referente à sobre-expansão do ciclo Miller, afetou-se o binário indicado pela percentagem de aumento do rendimento teórico do ciclo Miller, nas condições de funcionamento aplicadas, face ao rendimento teórico do ciclo original, Otto.

Pelo binário indicado para o novo ciclo de funcionamento, obtém-se o binário efetivo pela subtração do binário resultante às perdas por atrito, uma vez que se considerar que as perdas mecânicas do motor são inalteradas pois o curso e volume varrido pelo motor mantêm-se constantes (apenas varia o *timing* das válvulas).

Sendo a potência obtida pelo produto do binário efetivo com a rotação, é possível estimar a potência produzida pelo motor funcionando com um ciclo diferente do original através do binário efetivo do ciclo imposto (equação 2.3).

### 3.4.2 Estimativa do rendimento total obtido

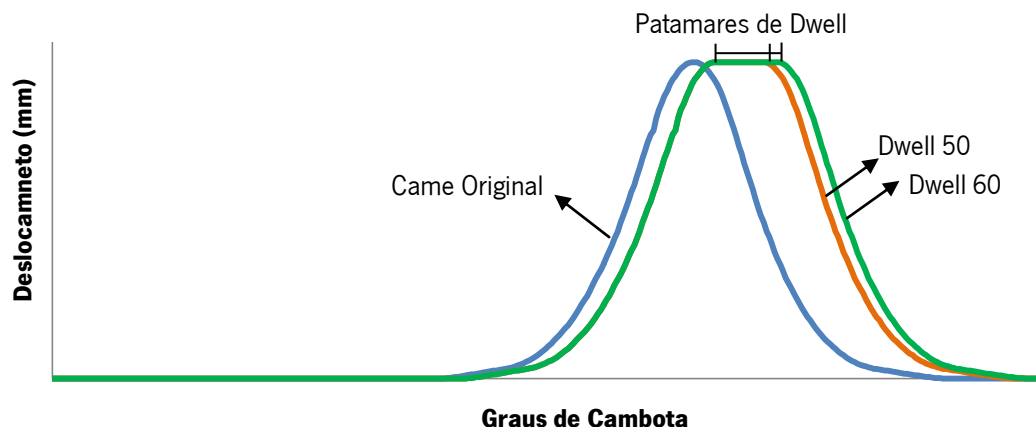
Conhecendo a potência efetiva e a relação mássica entre o caudal de ar e o do combustível, é possível calcular o rendimento total do motor. Assim, o rendimento total ( $\eta_t$ ) é dado pelo quociente entre a potência efetiva ( $\dot{W}_e$ ) e o produto do caudal de combustível ( $\dot{m}_f$ ) pelo seu poder calorífico inferior (PCI) (equação 3.8).

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f \times PCI} = \frac{\dot{W}_e}{\frac{\dot{m}_{ar}}{A/F} \times N \times \frac{2}{T} \times PCI} \quad (3.8)$$

## 3.5 RESULTADOS

Para a alteração deste motor foram desenhadas duas árvores de cames de admissão diferentes das originais. As novas cames permitiam reduzir a massa de ar admitida pelo motor, em cada ciclo, mantendo o mesmo curso do pistão e sem utilização de restrições no canal de admissão (*full-throttle*).

A redução da massa de ar obteve-se aumentando o tempo de duração da abertura máxima da válvula de admissão, também designado por *dwell*. Para tal, foram desenhadas duas árvores de cames com um atraso na abertura de 15° em relação à original, sendo uma de curso constante na zona de abertura máxima de 35° e outra de 45°, resultando num atraso do fecho das válvulas de admissão em 50° e 60° respetivamente. à árvore de cames com atraso no fecho das válvulas de admissão de 50° deu-se o nome de “Dwell 50”, sendo a outra chamada de “Dwell 60”. (Figura 3.19)



**Figura 3.19 – Comparação entre o perfil do came original com os perfis dos cames Dwell 50 e Dwell 60**

Ao reduzir a massa de ar admitida pelo motor e mantendo a sua taxa de compressão geométrica fixa ( $\epsilon_g$ ) verifica-se um aumento da relação de expansão ( $\sigma$ ) e uma diminuição da taxa de compressão retida ( $\epsilon_{ret}$ ) traduzindo-se num decréscimo do rendimento do motor (Figura 2.15).

De forma a contrariar a diminuição do rendimento do motor devido a redução da massa de ar admitida pelo motor, o volume da câmara de combustão será diminuído proporcionalmente, alterando a taxa de compressão geométrica, de forma a aumentar a taxa de compressão retida para o valor máximo limitado pelas condições de knock da gasolina ( $\epsilon_{ret} \approx 12$ ).

Garantindo que a taxa de compressão retida é aproximadamente constante ( $\epsilon_{ret} \approx 12$ ), o rendimento do ciclo será aumentado com o incremento dos valores da relação de expansão (Figura 2.16). Ou seja, utilizando as duas árvores de cames projetadas e aumentando a taxa de compressão geométrica para valores superiores ao de origem consegue-se obter uma taxa de compressão retida semelhante, traduzindo-se assim num aumento do rendimento do motor.

Foram escolhidos três casos de estudo teóricos e práticos (Tabela 3.4), para determinação das potências obtidas pelas alterações efetuadas, com base na velocidade de funcionamento a que o motor irá rodar, cerca das 3500 rpm, a taxa de compressão retida e a came com menor *dwell*. É necessário um segundo ponto de funcionamento a uma velocidade superior, cerca de 7000 rpm, no entanto não interfere na escolha dos casos de estudo.

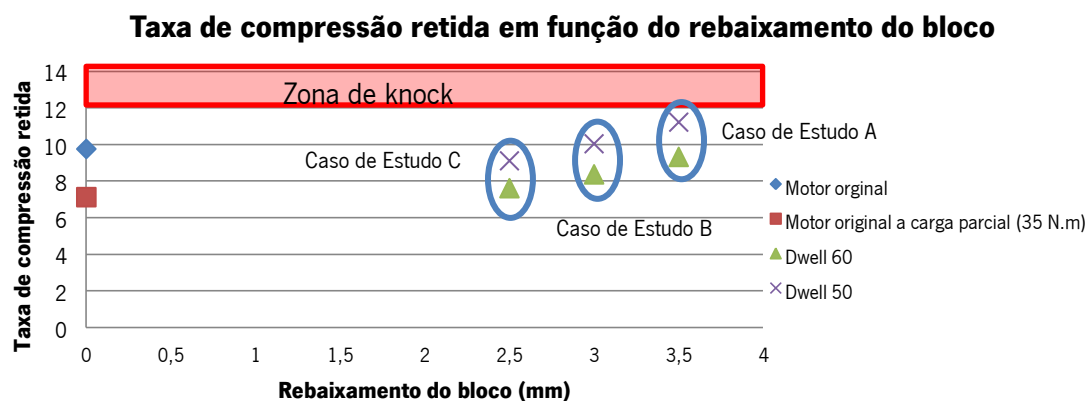
A taxa de compressão retida deverá ser a mais elevada possível dentro dos limites de ocorrência de knock ( $\epsilon_{ret}$  = valor máximo <12). A escolha do came com menor *dwell* (Dwell 50) deve-se ao facto de com este se expulsar menos massa de ar resultando numa maior taxa de

compressão retida, assegurando-nos assim o máximo rebaixamento possível sem introdução de restrições no canal de admissão e de modo a não se verificar a ocorrência de knock. (Figura 3.20)

**Tabela 3.4 - Casos de estudo escolhidos para o projeto**

CASO DE ESTUDO	RPM	Came de admissão	Rebaixamento do Bloco (mm)	$\epsilon_g$	$\epsilon_{ret}$
<b>A</b>	3500	Dwell 50	3,5	21,00	11,21
<b>B</b>	3500	Dwell 50	3,0	18,50	10,04
<b>C</b>	3500	Dwell 50	2,5	16,56	9,10

Não foi considerado um rebaixamento superior a 3,5mm, uma vez que para um rebaixamento de 4mm a  $\epsilon_{ret}$  para as condições de impostas é superior a 12:1, ultrapassando o limite de knock do combustível provocando a destruição do motor.



**Figura 3.20 - Taxa de compressão retida em função do rebaixamento do bloco para Dwell 50 e 60 à velocidade de 3500 rpm**

Os incrementos do rebaixamento do bloco são de 0,5 mm devido à empresa que fabricou as juntas da culassa não ter em *stock* chapas com espessuras menores (ver capítulo 7.2.1).

Os resultados obtidos pelo modelo teórico, descritos nos capítulos seguintes, encontram-se sintetizados na Tabela A. 1, do Anexo A.

### 3.5.1 Motor original

Pelo modelo teórico verificou-se que o motor BMW K75 apresenta um rendimento de 26,5% às 3500 rpm a *full-throttle*. O motor original às 3500 rpm em carga parcial para

aproximadamente o mesmo binário obtido nos casos de estudo (35 N.m) apresenta um rendimento de 21,9%.

### 3.5.2 1º Ponto de funcionamento (3500 rpm)

O motor irá funcionar em dois pontos de funcionamento distintos, sendo o 1º ponto de funcionamento (3500 rpm) o de maior utilização. É esperado alcançar no 1º ponto de funcionamento uma potência de 15 kW.

Os valores de potência e binário estimados para o primeiro ponto de funcionamento, pelo modelo teórico para os diferentes casos de estudo, estão apresentados na Figura 3.21 e Figura 3.22, respetivamente, sendo detalhadamente explicados nos capítulos seguintes.

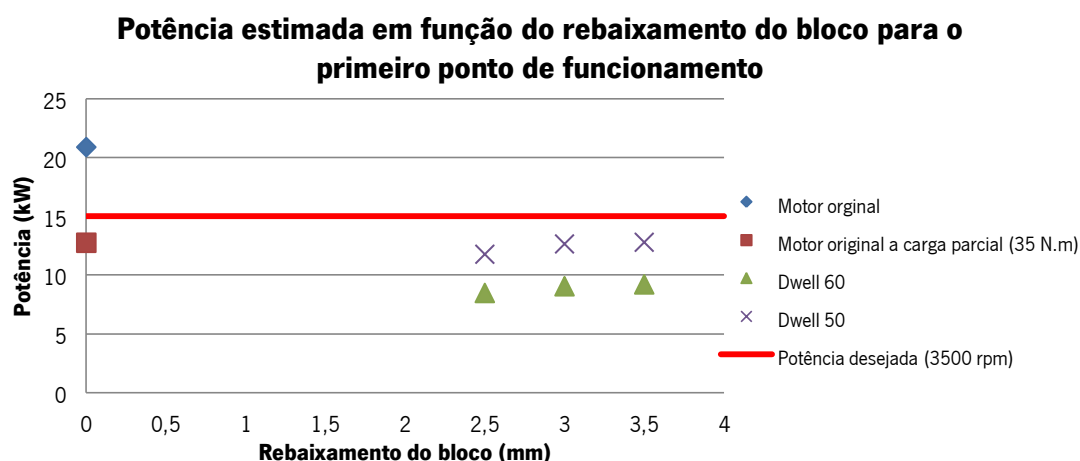


Figura 3.21 – Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm

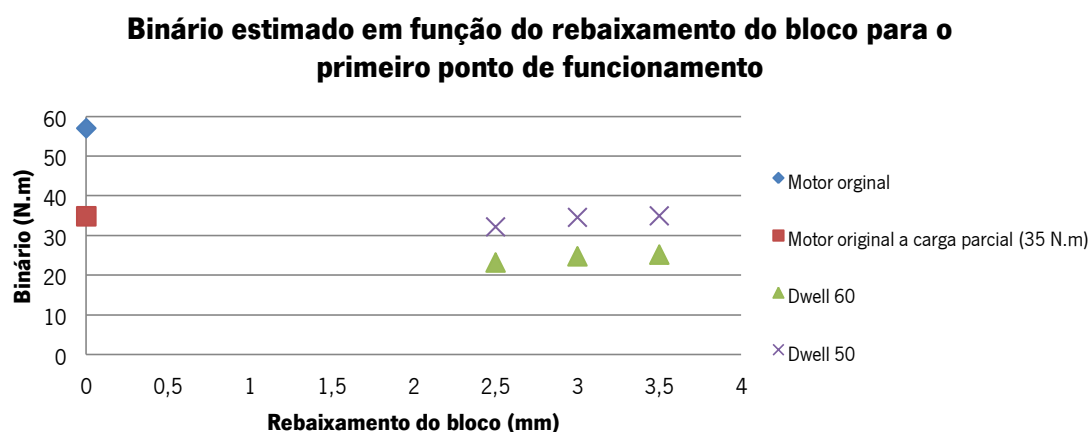
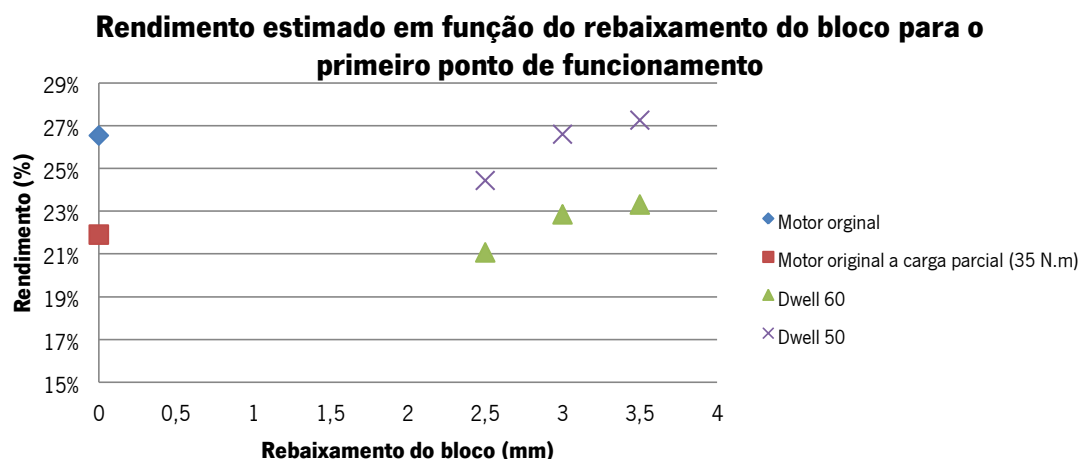


Figura 3.22 – Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm



O rendimento que se espera obter ao alterar o motor BMW K75 para um ciclo de funcionamento sobre-expandido, conforme os casos de estudo, está representado no gráfico da Figura 3.23.



**Figura 3.23 - Rendimento estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm**

#### ***Caso de estudo A – 3,5 mm de rebaixamento do bloco***

O caso de estudo A implica um rebaixamento do bloco de 3,5mm originando uma taxa de compressão geométrica de 21,0:1.

Utilizando o came Dwell 50, às 3500 rpm, obtém-se uma taxa de compressão retida de 11,2:1 auferindo uma potência de cerca 12,8 kW e um binário de 34,9 N.m, tendo um rendimento de 27,3% a essa rotação.

Para o came Dwell 60 obteve-se às 3500 rpm uma taxa de compressão retida de 9,3:1 auferindo uma potência de cerca 9,2 kW e um binário de 25,2 N.m, tendo um rendimento de 23,3% para essa rotação.

#### ***Caso de estudo B – 3 mm de rebaixamento do bloco***

O caso de estudo B é conseguido rebaixando o bloco cerca de 3mm apresentando assim, uma taxa de compressão geométrica de 18,5:1.

Ao utilizar o came Dwell 50, às 3500 rpm, a taxa de compressão retida é de 10,0:1 auferindo uma potência de cerca 12,7 kW e um binário de 34,6 N.m, tendo um rendimento de 26,6% a essa rotação.

Com o came Dwell 60 obteve-se às 3500 rpm uma taxa de compressão retida de 8,4:1 auferindo uma potência de cerca 9,1 kW e um binário de 24,7 N.m, tendo um rendimento de 22,9% para essa rotação.

### ***Caso de estudo C – 2,5 mm de rebaixamento do bloco***

O caso de estudo C apresenta uma taxa de compressão geométrica de 16,6:1 para um rebaixamento do bloco de 2,5mm.

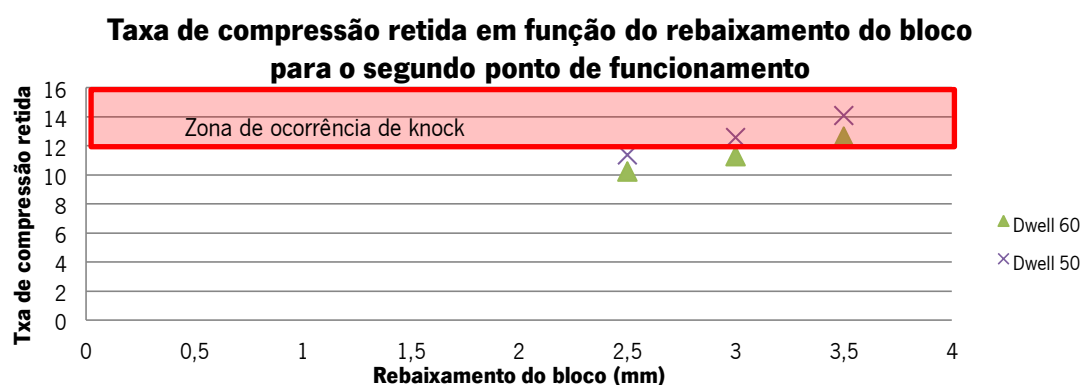
Pondo o came Dwell 50 no motor, às 3500 rpm apresenta uma taxa de compressão retida de 9,1:1 auferindo uma potência de cerca 11,8 kW e um binário de 32,2 N.m, tendo um rendimento de 24,4% a essa rotação.

Para o came Dwell 60 obteve-se às 3500 rpm uma taxa de compressão retida de 7,6:1 auferindo uma potência de cerca 8,5 kW e um binário de 23,2 N.m, tendo um rendimento de 21,1% para essa rotação.

### **3.5.3 2º Ponto de funcionamento (7000 rpm)**

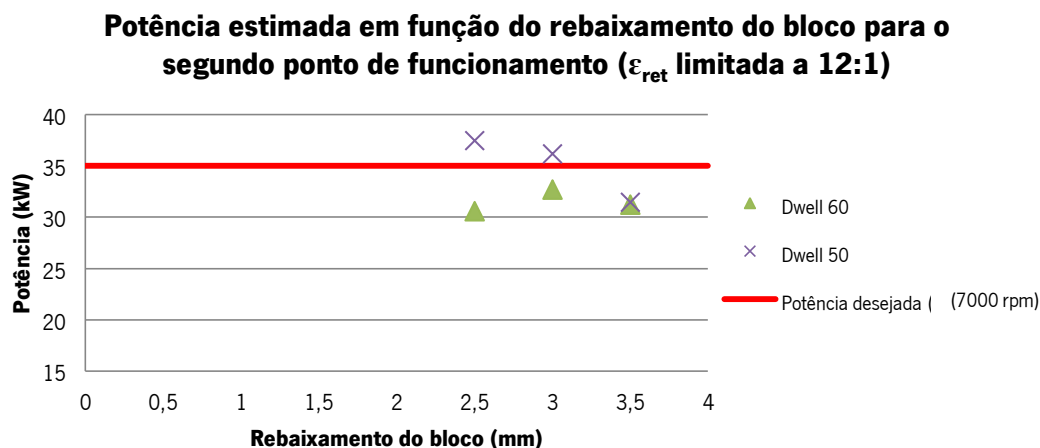
O segundo ponto de funcionamento surge na necessidade de maior potência para o projeto, cerca de 35 kW.

Pelo gráfico da Figura 3.24 observa-se a necessidade de limitar o caudal de ar admitido, para não se verificar a ocorrência de knock, em alguns casos de estudo neste ponto de funcionamento. Assim terá de ser introduzido no canal de admissão uma válvula limitadora de caudal de ar, quando utilizado o came Dwell 50 com um rebaixamento do bloco de 3,5 e 3 mm ou o came Dwell 60 com um rebaixamento do bloco de 3,5mm, para limitar a taxa de compressão retida a 12:1.

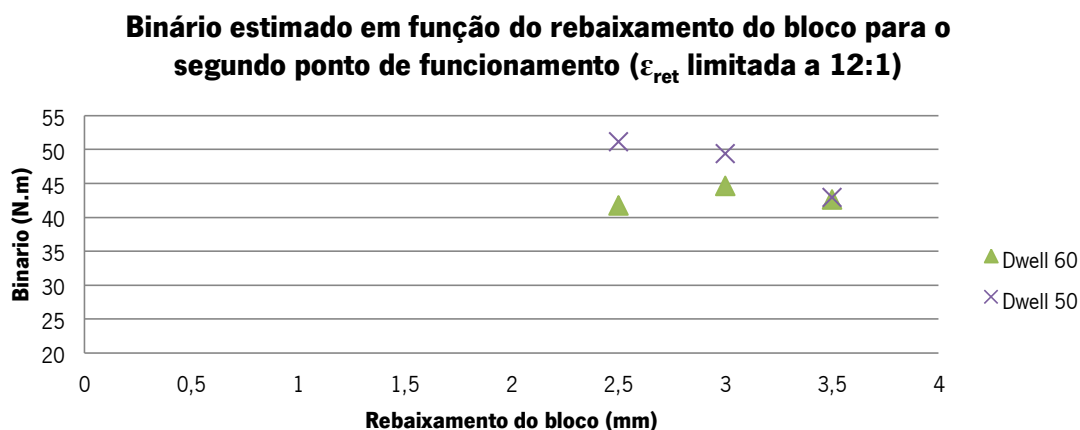


**Figura 3.24 – Taxa de compressão retida para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm**

Os resultados relativos à potência e binário estimados, tendo a taxa de compressão retida máxima limitada a 12:1, para o segundo ponto de funcionamento encontram-se graficamente representados na Figura 3.25 e Figura 3.26.



**Figura 3.25 - Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm**



**Figura 3.26 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm**

### ***Caso C (2,5 mm de rebaixamento do bloco)***

No caso C (rebaixamento do bloco de 2,5 mm) o motor poderá funcionar às 7000 rpm sem necessidade de limitar o caudal admitido sem se verificar a ocorrência de knock. Com a utilização do came Dwell 50, atinge-se uma taxa de compressão retida de 11,4:1 produzindo uma potência de 37,5 kW, um binário de 51,1 N.m e um rendimento de 31,2%. Por sua vez com o came Dwell 60, o motor apresenta às 7000 rpm uma taxa de compressão retida de 10,2:1 obtendo-se uma potência de 30,6 kW, um binário de 41,8 N.m e um rendimento de 28,3%.

***Caso B (3 mm de rebaixamento do bloco)***

No caso B com utilização de came Dwell 50, verifica-se a necessidade de limitar o caudal admitido para não se verificar a ocorrência de knock, uma vez que, a taxa de compressão retida a esta rotação é de 12,5:1 logo superior a 12:1 (limite para ocorrência de knock para motores a gasolina).

Ao utilizar a came Dwell 50, é necessário atuar a válvula limitadora de caudal no canal de admissão de forma a permitir somente a passagem de 96% do caudal de ar admitido, reduzindo a taxa de compressão retida para 12:1. Nestas condições o motor produzirá cerca de 36,2kW de potência, um binário de 49,4 N.m e um rendimento de 30,4% ao invés de 32,3% caso não fosse necessária a válvula limitadora de caudal.

Com a utilização do came Dwell 60, atinge-se uma taxa de compressão retida de 11,3:1, não se verificando a necessidade de limitar o caudal de ar admitido. Nesta configuração o motor produzirá cerca de 32,7 kW de potência e 44,6 N.m de binário, apresentando um rendimento de 30,6%.

***Caso A (3,5 mm de rebaixamento do bloco)***

Ambas combinações possíveis no caso A (utilização do came Dwell 50 ou 60) necessitam da atuação da válvula limitadora de caudal.

Para o came Dwell 50, a válvula irá limitar a passagem do caudal de ar a 85% uma vez que nesta configuração a taxa de compressão retida é de 14,1:1. Assim consegue-se uma potência de 31,5 kW, um binário de 42,9 N.m e um rendimento de 26,7%. Caso não fosse necessária a utilização da válvula limitadora de caudal obtinha-se um rendimento de 33,1%, bastante superior.

Ao utilizar o came Dwell 60 ter-se-á uma taxa de compressão retida de 12,6:1, surgindo a necessidade de limitar o caudal de ar admitido a cerca de 95%. Com esta configuração o motor apresenta uma potência de 31,2 kW e um binário de 42,6 N.m, com um rendimento de 29,2%. Esta combinação veria o seu rendimento aumentar para 31,2% caso não existisse a necessidade de restringir o caudal de ar admitido.

**3.6 DISCUSSÃO DE RESULTADOS**

A apresentação de resultados obtidos pelo modelo teórico, no Anexo A, permite concluir que a potência desejada para o projeto, cerca de 15 kW às 3500 rpm não é obtida com estes perfis

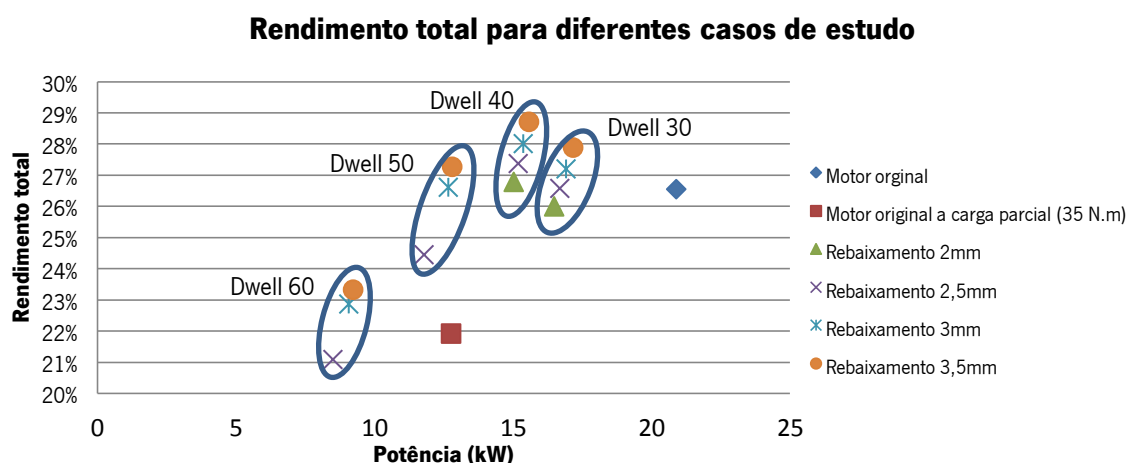
de cames (Dwell 50 e Dwell 60). No entanto a potência obtida, aproximadamente 12kW para a utilização do came Dwell 50, é funcional e satisfatória para o projeto.

Observa-se apenas na combinação do caso A e B com um came Dwell 50 um aumento percentual significativo de 24,4% e 21,4%, respetivamente, do rendimento do motor BMW K75 funcionando no ciclo Miller face ao funcionamento do motor original em carga parcial para aproximadamente o mesmo binário obtido nos casos de estudo (35 N.m). (Tabela 3.6)

Para todas as outras combinações acima mencionadas verifica-se um aumento não significativo do rendimento do motor, quando a funcionar no ciclo Miller. Sendo mesmo, no caso C com um came Dwell 60, o rendimento 3,8% inferior ao obtido no motor original para a mesma velocidade de rotação e binário efetivo.

Esta redução de rendimento deve-se ao facto de os cames escolhidos, expulsarem demasiada massa de ar do motor, aumentando a sua relação de expansão. Pela Figura 2.15 verifica-se que mantendo a taxa de compressão geométrica fixa, o aumento da relação de expansão é prejudicial ao rendimento do motor.

A redução do rendimento pode também ser explicada pela redução significativa da potência útil, resultado do elevado aumento da relação de expansão, uma vez que para as mesmas condições de funcionamento as perdas de potência por atrito mantêm-se independentemente da relação de expansão. (Figura 3.27)



**Figura 3.27 - Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da potência obtida às 3500 rpm**

Devido a este aumento não significativo de rendimento, estudaram-se mais dois casos de cames com menor atraso no fecho da admissão (Dwell 30 e Dwell 40). Estas árvores de cames

possuíam o mesmo atraso na abertura de  $15^\circ$  na abertura das válvulas de admissão que os cames Dwell50 e 60, sendo apenas alterado o atraso no fecho das válvulas de admissão, respetivamente, em  $30^\circ$  e  $40^\circ$  causando uma redução do tempo de abertura máxima das válvulas de admissão para  $15^\circ$  e  $25^\circ$ .

**Tabela 3.5 - Rendimento do motor BMW K75 em ciclo de Miller para as várias configurações estudadas ( a ) – os rendimentos para estas combinações não são apresentados pois a taxa de compressão retida ultrapassa o limite de ocorrência de knock)**

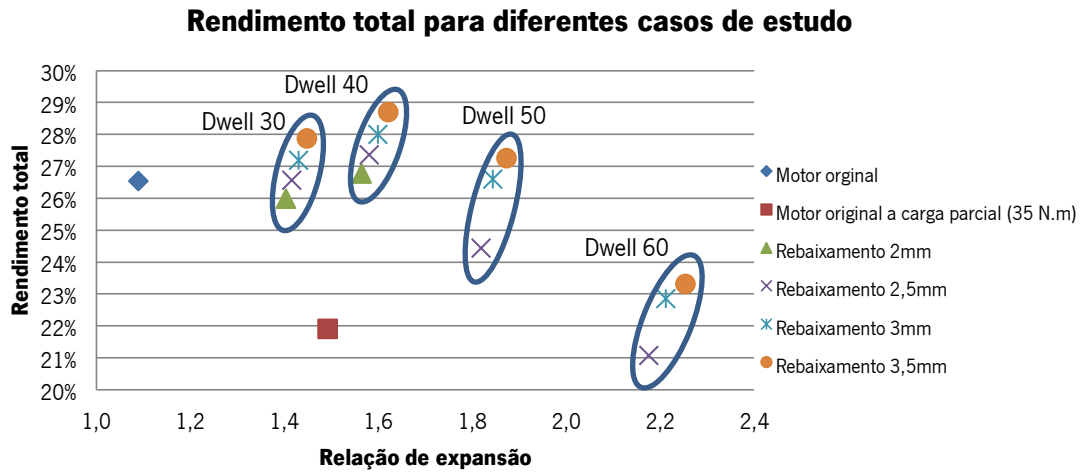
Rendimento do motor BMW K75 às 3500 rpm		Dwell			
		30	40	50	60
Rebaixamento do Bloco (mm)	2	26,0%	26,8%	-	-
	2,5	26,6%	27,4%	24,4%	21,1%
	3	a)	28,0%	26,6%	22,9%
	3,5	a)	a)	27,3%	23,3%

Concluiu-se que a utilização de um came Dwell 40 com um rebaixamento de 3mm do bloco seria a combinação que daria maior rendimento, cerca de 28,0%, ou seja um aumento de 27,8% face ao rendimento do motor original a carga parcial para o mesmo binário (21,9%) às 3500 rpm. (ver Tabela 3.5 e Tabela 3.6)

**Tabela 3.6 – Percentagem de melhoria no rendimento do motor BMW K75 em ciclo de Miller face ao motor original (às 3500 rpm e mesmo binário efetivo que o obtido em ciclo de Miller à mesma rotação) para as várias configurações estudadas ( a ) – os rendimentos para estas combinações não são apresentados pois a taxa de compressão retida ultrapassa o limite de ocorrência de knock)**

Melhorias do rendimento motor BMW K75 às 3500 rpm		Dwell			
		30	40	50	60
Rebaixamento do Bloco (mm)	2	18,6%	22,2%	-	-
	2,5	21,3%	24,9%	11,5%	-3,8%
	3	a)	27,8%	21,4%	4,3%
	3,5	a)	a)	24,4%	6,4%

Este aumento de rendimento nos casos de estudo novos é resultado da redução da relação de expansão. (Figura 3.28)



**Figura 3.28 – Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da relação de expansão às 3500 rpm**

Utilizando a combinação que permite obter maior rendimento, Dwell40 e rebaixamento de 3 mm do bloco, obtém-se 15,4 kW de potência às 3500 rpm e 36,3 kW às 7000 rpm satisfazendo-se perfeitamente as condições de projeto desejadas.





## **4 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL**

---



## 4 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Pretende-se neste projeto alterar o funcionamento de um motor de combustão interna de ignição comandada, modificando o ciclo de funcionamento de Otto para o de Miller utilizando várias configurações para a alteração do funcionamento, de modo a encontrar a configuração de maior eficiência para as condições de projeto (velocidade de funcionamento de 3500 rpm).

A alteração do motor BMW K75 não foi possível terminar em tempo útil, devido a várias condicionantes externas, nomeadamente colocar a instalação experimental a funcionar devidamente. Por este motivo, optou-se por fazer uma descrição detalhada da instalação experimental e do procedimento experimental (capítulo 5) de modo a facilitar a continuação do trabalho por outras pessoas.

### 4.1 MOTOR BMW K75

O motor a utilizar é proveniente de um motociclo BMW K75 de 3 cilindros com 750cm<sup>3</sup> de cilindrada. As características técnicas principais deste motor estão apresentadas na Tabela 4.1.

**Tabela 4.1 - Características técnicas do motor BMW K75 (adaptado de [19])**

<b>Motor BMW K75</b>	
<b>Marca</b>	BMW
<b>Modelo</b>	K75
<b>Tipo</b>	4 Tempos, 2 árvores de cames à cabeça, 2 válvulas por cilindro, de injeção multiponto e ignição eletrónica (Bosch L-Jetronic)
<b>Nº Cilindros</b>	3 em linha
<b>Taxa de compressão</b>	11:1
<b>Cilindrada</b>	750 cm <sup>3</sup>
<b>Curso do pistão</b>	70 mm
<b>Diâmetro do cilindro</b>	67 mm
<b>Potência máxima</b>	55 kW @8500rpm
<b>Binário máximo</b>	68N.m @6750rpm
<b>Ordem de ignição</b>	1 – 3 – 2

#### 4.1.1 Montagem do motor BMW K75

Apesar de o motor estar disponível no laboratório do departamento de engenharia mecânica da Universidade do Minho, este encontrava-se totalmente desmontado e com alguns componentes em falta. (Figura 4.1)



**Figura 4.1 – Aspeto do motor BMW K75 desmontado**

Após reunido o material necessário, procedeu-se à organização e separação das peças por funcionalidades de forma a facilitar o processo de montagem do motor. (Figura 4.2)



**Figura 4.2 - Componentes do motor BMW K75 organizados**

Seguidamente colocou-se o bloco do motor no suporte de montagem. No bloco do motor foi montada a cambota e os veios de equilíbrio. Continuou-se a montagem com a colocação da tampa do cárter no bloco. Para esta etapa foi necessário fazer uma junta de vedação com papel de juntas existente no laboratório. (Figura 4.3)



**Figura 4.3 - Colocação da junta de vedação e tampa do cárter do óleo**

A geometria da junta foi conseguida através de um molde obtido por decalque da face de contacto da tampa do cárter do óleo com o bloco do motor.

Seguiu-se a colocação dos segmentos nos pistões e posteriormente montou-se os pistões nas bielas (Figura 4.4). Posto isto, sucedeu-se a montagem do conjunto biela-pistão na cambota.



**Figura 4.4 - Pistão do motor BMW K75 com os segmentos e a biela montada**

Posteriormente, passou-se à montagem dos componentes da cabeça do motor. Foi necessária a compra dos vedantes das válvulas uma vez que estava em falta um dos seis vedantes. Após montagem dos vedantes nas guias das válvulas, colocou-se as válvulas nos seus respetivos lugares. (Figura 4.5)



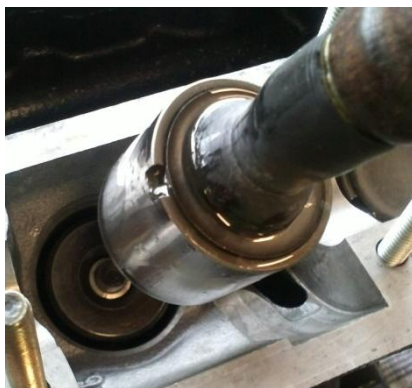
**Figura 4.5 - Colocação das válvulas**

Posto isto, procedeu-se à montagem das molas das válvulas, respetivos pratos e “meias-luas”. Para este processo de montagem foi construída uma ferramenta para adaptar ao grampo de válvulas, existente nos laboratórios, de modo a conseguir-se introduzir as meias-luas, responsáveis por fixar a mola às válvulas. A ferramenta foi criada a partir de um tubo em inox que foi cortado ao longo do seu comprimento de modo a ser possível a introdução das meias-luas com as mãos. (Figura 4.6)



**Figura 4.6 - Colocação das "meias-luas" com um grampo de válvulas modificado**

Seguidamente, foram colocados os impulsores das válvulas, através de uma ferramenta adequada para a tarefa, de modo a facilitar a montagem. (Figura 4.7) A disposição dos impulsores das válvulas foi efetuada através de verificações sucessivas das folgas entre estes e os cames de admissão (0,15 a 0,20 mm) e escape (0,25 a 0,30 mm), conforme indicado no manual de reparação [19], até à correta disposição de todos os impulsores.



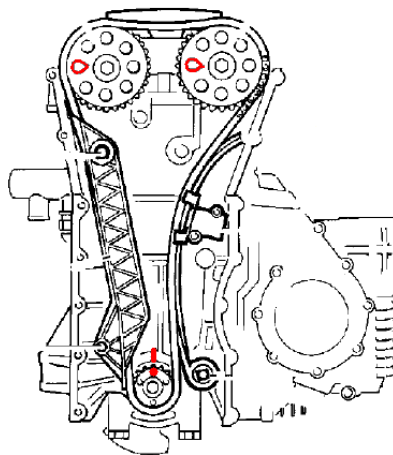
**Figura 4.7 - Colocação dos impulsores das válvulas**

Prosseguiu-se com a colocação das árvores de cames, dos seus apoios e das rodas dentadas de distribuição na cabeça do motor. Sendo de seguida, colocada a junta da culassa e montada a cabeça do motor no bloco do motor. (Figura 4.8)



**Figura 4.8 - Cabeça do motor colocada no bloco do motor**

De seguida, procedeu-se à montagem do sistema de distribuição. Para tal foi necessário mover o pistão mais próximo do volante do motor para o PMS, e alinhar os pontos de referência da distribuição (marcado a vermelho na Figura 4.9).



**Figura 4.9 - Esquema da distribuição do motor BMW K75 (adaptado de [46])**

Depois colocou-se a bomba de óleo e de água com as juntas de vedação respetivas. As juntas de vedação foram construídas da mesma forma que a junta do cárter do óleo.



**Figura 4.10 - Montagem da bomba de óleo e água**



Para terminar a montagem do motor, foram só colocadas as tampas da cabeça do motor, tampa do bloco e a tampa da distribuição. De seguida foi colocado o motor numa estrutura de suporte, anteriormente construída. (Figura 4.11)



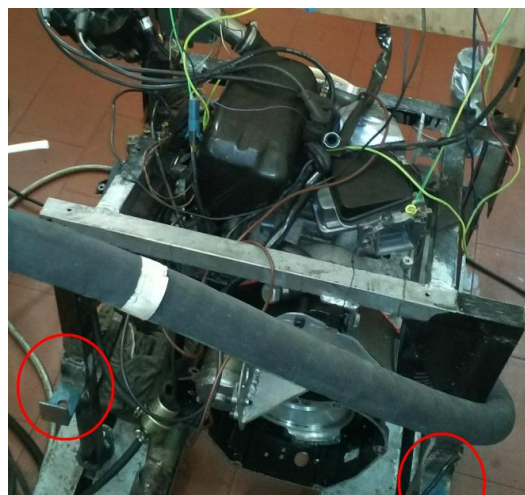
**Figura 4.11 - Estrutura de suporte do motor**

### ***Alteração da estrutura de suporte do motor***

Para uma futura ligação do motor ao freio elétrico, existente no laboratório, foi necessário a adaptação da estrutura de suporte do motor aos pés de apoio móveis da bancada de ensaios do laboratório.

Para a alteração da estrutura existente e conceção do suporte foram projetadas e concebidas 4 orelhas, em chapa de perfil U com 5 mm de espessura, para ligar à estrutura através do método de soldadura. (Figura 4.12)

Esta solução possibilita a afinação para o correto alinhamento dos veios e a possibilidade, de após desmontagem do motor no dinamómetro, o motor ficar suportado numa estrutura própria e nunca apoiado no chão.



**Figura 4.12 - Adaptação de orelhas de suporte à estrutura de suporte do motor existente**



## 4.2 INSTALAÇÃO DO MOTOR NA BANCA DE ENSAIOS

Para a realização dos ensaios foi necessário colocar a estrutura que suporta o motor numa banca de ensaios e construir todos os sistemas indispensáveis para o funcionamento do motor, nomeadamente, sistema elétrico, alimentação de combustível, arrefecimento e escape.

### 4.2.1 Colocação da estrutura de suporte do motor na banca de ensaios

O suporte estrutural do motor foi assente sobre umas calhas de fixação cravadas no chão do laboratório, para testes de motores.

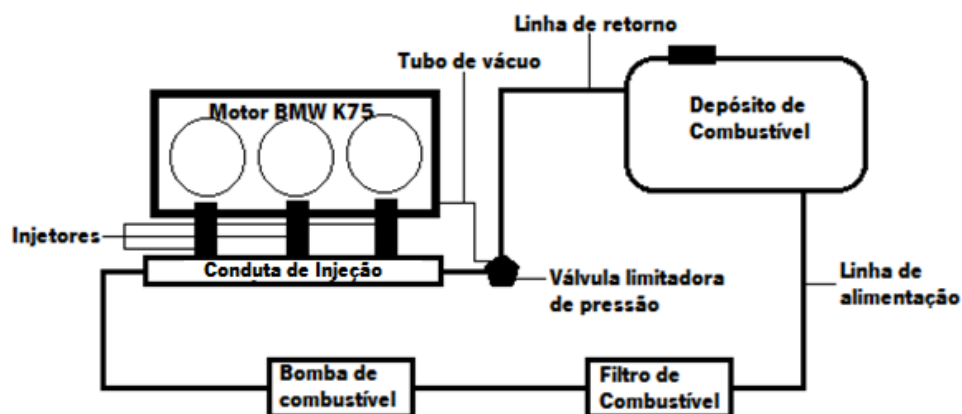
Para eliminar as vibrações causadas pelo normal funcionamento do motor, foi colocado entre cada perna da estrutura de suporte do motor e a calha de fixação um suporte antivibrático. (Figura 4.13) A minimização das vibrações é importante para não causar danos ao edifício ou ruído excessivo, nem afetar a integridade estrutural do suporte do motor e permitir uma melhor leitura dos resultados dos ensaios, sendo exemplo disso a medição da massa de combustível e da célula de carga devido ao seu elevado grau de sensibilidade.



**Figura 4.13 – Instalação do motor na banca de ensaios (a – suporte antivibrático, b – suporte antivibrático colocado entre a estrutura e as calhas de fixação, c – motor assente nas calhas de fixação)**

### 4.2.2 Sistema de alimentação de combustível

O sistema de alimentação de combustível é responsável pelo armazenamento e distribuição do combustível para o motor. Este sistema é constituído pelos injetores, conduta de injeção, válvula limitadora de pressão, linhas de alimentação e retorno de combustível, filtros (interior do depósito e na linha de alimentação do combustível), uma bomba e um depósito de armazenamento. (Figura 4.14)

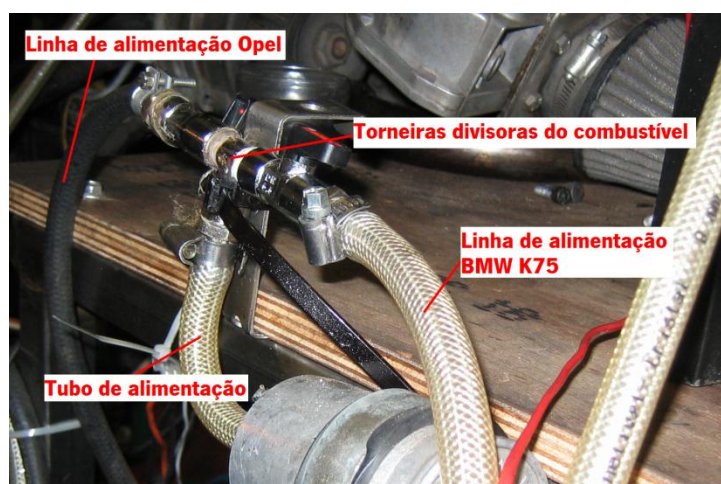


**Figura 4.14 - Esquema ilustrativo do sistema de alimentação de combustível do motor BMW K75**

A montagem do sistema de alimentação de combustível iniciou-se pela colocação dos injetores na conduta de injeção. Seguiu-se a introdução dos injetores no bloco e a fixação da rampa de injeção.

Prosseguiu-se com a instalação da válvula limitadora de pressão na linha de retorno. A válvula limitadora de pressão assegura a pressão constante de 3 bar na conduta de injeção para diferentes cargas do motor.

Posteriormente foram montadas as linhas de alimentação e retorno de combustível. A linha de alimentação de combustível do motor BMW K75 foi ligada em paralelo com a linha de um motor Opel, existente no laboratório, devido à necessidade do funcionamento conjunto de ambos os motores. Foram colocadas torneiras divisoras do combustível para o caso de quando um dos motores estiver desligado ou inoperacional não ser necessário encher e pressurizar a linha desse motor, poupando a vida útil da bomba de combustível. (Figura 4.15)



**Figura 4.15 - Sistema de divisão da linha de alimentação do combustível**

A linha de retorno de combustível foi ligada de igual forma à linha de alimentação mas sem a necessidade de colocar torneiras divisoras, uma vez que a presença das válvulas limitadoras de pressão na linha de retorno funcionam como válvulas antirretorno quando o motor está desligado.

O sistema de alimentação de combustível foi completado com a instalação da bomba de combustível e o filtro no tubo de alimentação que foi ligado ao depósito de combustível.

#### **4.2.3 Sistema elétrico**

O sistema elétrico do motor tem como funções fazer a alimentação e controlo dos vários sistemas, como o de arranque, injeção e ignição, incluindo os vários sensores atuadores do motor.

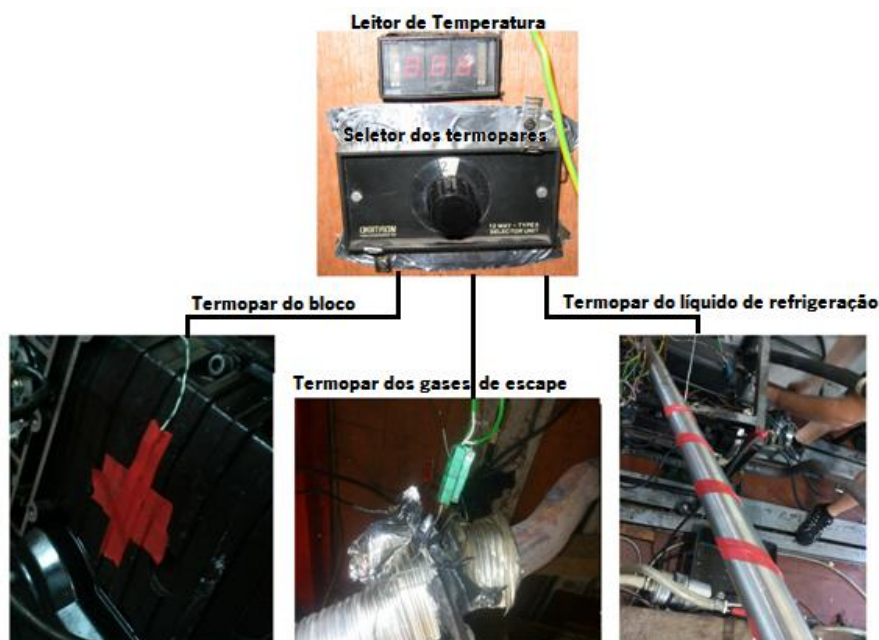
A cablagem elétrica necessária para construir o sistema elétrico do motor BMW K75 foi efetuada com base no esquema elétrico original da moto, apresentado no anexo B.

Primeiramente foi instalada toda a parte sensorial do motor (sensor de temperatura de água e ar, caudal de ar, posição e velocidade do motor e posição do acelerador), seguida da instalação da parte dos atuadores elétricos e eletrónicos (motor de arranque, bobines de ignição, cabos de velas, relés). Seguidamente foram ligadas as partes de controlo (centralina e comando de ignição) aos módulos de ignição e injeção.

Após os processos anteriores, a instalação do sistema elétrico foi energizada através da ligação deste às baterias.

A par da instalação elétrica necessária para o controlo do motor, foi instalado um sistema de monitorização das temperaturas do líquido de arrefecimento, escape e do bloco, assim como um sistema de visualização da rotação instantânea do motor.

Para a monitorização das temperaturas foram utilizados termopares do tipo K (-200°C a 1200°C), satisfatórios para a gama de temperaturas a medir. A monitorização foi conseguida através da ligação dos termopares a um seletor Digitron 12WAY – TYPE K ligado a um leitor de temperaturas com mostrador digital RS 8000 KC, existente no laboratório. Este sistema foi ligado a uma fonte de alimentação de 5V. (Figura 4.16)



**Figura 4.16 - Sistema de monitorização das temperaturas no motor BMW K75**

A visualização da rotação instantânea do motor foi obtida através da ligação de um conta-rotações digital KAL-D R/T ligado a uma das fichas da bobine de ignição, uma vez que por cada impulso da bobine corresponde uma rotação do motor. O sistema de leitura da rotação foi alimentado através do circuito elétrico do motor (12V). (Figura 4.17)



**Figura 4.17 - Conta-rotações KAL-D R/T aplicado ao motor BMW K75**

#### **4.2.4 Sistema de arrefecimento**

O sistema de arrefecimento do motor de combustão interna tem a função de controlar a temperatura do motor para que a quantidade de calor libertada pela queima do combustível não deforme ou cole (“gripagem”) os órgãos mecânicos do motor.

O sistema de arrefecimento do motor BMW K75 é constituído por um radiador, tanque de expansão, tubos de transporte do líquido de arrefecimento quente e frio e pela bomba do líquido de arrefecimento. (Figura 4.18)



**Figura 4.18 - Sistema de arrefecimento adaptado para o motor BMW K75 (a – tanque de expansão, b – radiador, c – tubo do líquido de arrefecimento frio, d – tubo do líquido de arrefecimento quente, e – bomba do líquido de arrefecimento)**

O sistema de arrefecimento do motor foi construído aproveitando alguns elementos existentes no laboratório. São exemplo disso, o aproveitamento de tubos de inox, para a montagem das linhas de transporte do líquido de arrefecimento, e de algumas pontas de tubos flexíveis para a construção das curvas da linha de arrefecimento.

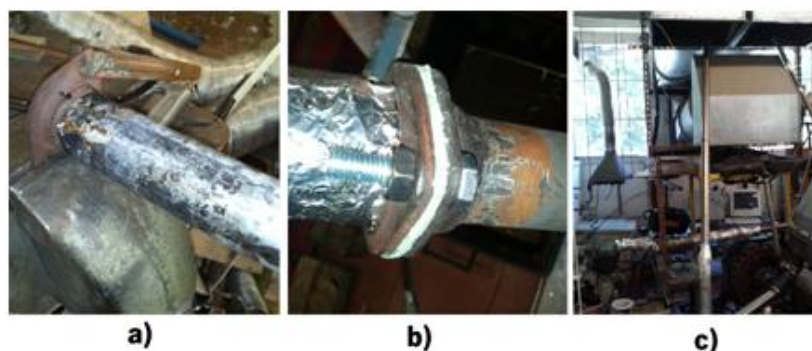
Este sistema não possui válvula termostática, sendo que o líquido de arrefecimento se encontra sempre em constante circulação. O controlo da temperatura do líquido de arrefecimento é feito pelo sistema de monitorização das temperaturas, descrito acima. Quando a temperatura do líquido de arrefecimento atinge valores elevados ( $> 85^{\circ}\text{C}$ ) atua-se, manualmente, um ventilador que força a circulação do ar pelo radiador, de forma a melhorar o coeficiente de transferência de calor do líquido com o ar ambiente, causando o arrefecimento do motor.

#### **4.2.5 Sistema de escape**

A instalação do sistema de escape deveu-se à necessidade de expulsar os gases de escape tóxicos para o exterior do laboratório. Construiu-se uma linha de escape direcionada até um exaustor existente no laboratório.

A montagem da linha de escape iniciou-se com a colocação dos coletores de escape no motor. Seguiu-se a construção de um tubo longo com uma flange igual à da saída do coletor de escape para possibilitar a ligação deste com o coletor. Após a soldagem da flange ao tubo, este foi unido ao coletor de escape por dois parafusos. A vedação da ligação foi conseguida através da colocação de juntas de vedação construídas por papel de juntas. (Figura 4.19)





**Figura 4.19 - Sistema de escape montado no motor BMW K75 (a – soldagem da flange ao tubo de escape, b – união do tubo ao coletor de escape, c – ligação da linha de escape ao exaustor)**

### **4.3 INSTALAÇÃO DO FREIO HIDRÁULICO NO MOTOR**

Para efetuar a medição do binário do motor foi utilizado um freio hidráulico acoplado ao motor BMW K75. O freio utilizado foi um Go-Power Systems D-100 series, uma vez que as curvas características do motor BMW K75 se inserem na área de funcionamento do freio (ver anexo C), logo capaz de travar o motor.

Este freio necessitou de reparações frequentes devido à sua idade, sendo no capítulo 5.2 apresentadas detalhadamente as causas e soluções encontradas.

#### **4.3.1 Sistema de acoplamento do freio ao motor BMW K75**

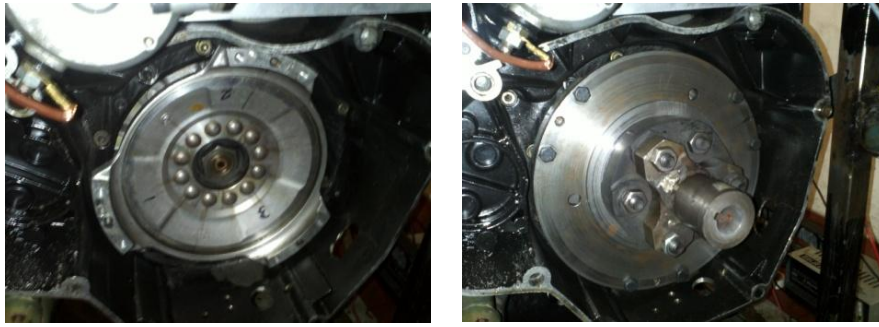
Para o acoplamento do freio ao motor em questão foram necessários componentes de suporte e transmissão de movimento. Estes componentes já tinham sido pensados e fabricados por alunos/investigadores em anos anteriores, sendo apenas necessário compreender e realizar o processo de montagem.

Inicialmente foi montado um conjunto de transmissão para posterior fixação ao volante do motor. Foi utilizada uma união flexível para permitir a absorção de ligeiros desalinhamentos aquando do acoplamento dos veios. (Figura 4.20)



**Figura 4.20 - Conjunto de transmissão (a - união flexível)**

Seguidamente foi fixado o conjunto de transmissão ao volante do motor. (Figura 4.21)



**Figura 4.21 - Fixação do conjunto de transmissão ao volante do motor**

Após isto, foi fixo ao bloco do motor um bloco adaptador de metal para ligação da estrutura de suporte do freio ao motor.



**Figura 4.22 - Bloco adaptador fixo no bloco do motor**

Seguidamente foi introduzido o veio do freio hidráulico no conjunto de transmissão, sendo utilizada uma chaveta para permitir o movimento solidário de ambos os componentes. Finalizando com a fixação da célula de carga entre o freio hidráulico e a sua estrutura de suporte.



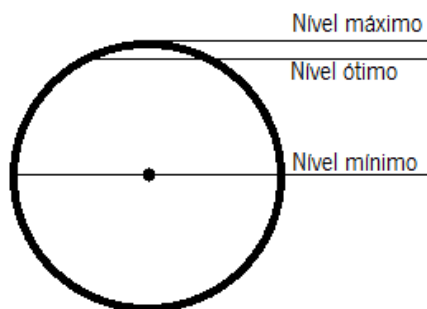
**Figura 4.23 - Freio hidráulico acoplado ao motor sem célula de carga (esquerda) e com célula de carga (direita)**

## 4.4 ARRANQUE DO MOTOR BMW K75

Para arrancar o motor BMW K75 é necessário verificar e corrigir, se necessário, alguns aspetos.

Antes de se rodar o canhão de ignição, deve-se:

- 1°. Verificar se o nível do óleo está correto e se necessário dever-se-á acrescentar óleo;  
(Figura 4.24)



**Figura 4.24 – Mostrador do nível do óleo no motor BMW K75**

- 2°. Verificar a existência de líquido de arrefecimento no tanque de expansão, repondo o líquido se necessário;
- 3°. Verificar se o depósito de combustível possui combustível suficiente, acrescentando se necessário;
- 4°. Verificar que a bateria está carregada para iniciar a marcha do motor. Caso a bateria se encontra descarregada deve-se verificar se o nível do eletrólito (líquido) cobre os elétrodos (placas de chumbo) e se necessário acrescentar água destilada até ficarem completamente cobertas e só após isto ligar a bateria a um carregador;
- 5°. Abrir a torneira do depósito de combustível e da linha de alimentação para o motor BMW K75 e fechar torneira da linha de alimentação do motor opel, ou manter ambas as linhas abertas caso necessidade de estar ambos os motores a trabalhar;
- 6°. Verificar que não exista a presença de peças soltas junto do volante do motor;
- 7°. A frio, abrir ligeiramente a borboleta do acelerador;
- 8°. Rodar o canhão de ignição.



## **4.5 UTILIZAÇÃO DO FREIO HIDRÁULICO**

Para uma utilização correta do freio deve-se:

- 1°. Verificar que o acoplamento do freio ao motor foi corretamente efetuado e que os componentes de ligação estão bem apertados;
- 2°. Verificar que não existem peças soltas, ou quaisquer outros objetos, na zona de transmissão do motor para o freio;
- 3°. Abrir as torneiras para o movimento correto do fluxo de água do freio;
- 4°. Ligar a bomba de água do freio;
- 5°. Ligar o radiador da água do freio.

## **4.6 PROBLEMAS, CAUSAS E SOLUÇÕES ENCONTRADAS NO MOTOR BMW K75**

Ao longo do projeto verificaram-se inúmeros problemas, alguns recorrentes, no funcionamento normal do motor BMW K75. Decidiu-se assim, criar um quadro resumo com os problemas mais comuns e soluções encontradas para o motor, de forma a tornar o processo de diagnóstico do motor mais fácil e de rápida solução para trabalhos futuros. (Tabela 4.2)



**Tabela 4.2 - Quadro resumo de problemas, causas e soluções encontradas no motor BMW K75**

Problema encontrado			Causas	Solução
Descrição	Ignição	Injeção		
Motor de arranque não roda	-	-	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Motor não é alimentado</li> <li>• Motor sobreaquecido</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verificar as ligações elétricas</li> <li>• Aguardar que o motor arrefeça</li> </ul>
Motor não pega	Não existe	Não existe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ficha da centralina mal colocada</li> <li>• Não existe alimentação do sistema elétrico e eletrónico</li> <li>• Sensores <i>hall</i> com sujidade ou óleo</li> <li>• Sensores <i>hall</i> danificados</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Retirar e tornar a colocar a ficha da centralina</li> <li>• Verificar circuito elétrico e eletrónico</li> <li>• Limpar sensores hall com spray limpa contactos</li> <li>• Substituir os sensores</li> </ul>
	Existe	Não existe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Falta de combustível</li> <li>• Fichas dos injetores mal colocadas ou danificadas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Atestar o depósito e abrir todas as torneiras</li> <li>• Retirar e tornar a colocar as fichas nos injetores ou substituir se necessário</li> </ul>
	Não existe	Existe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fichas das bobines de ignição mal colocadas ou danificadas</li> <li>• Velas encharcadas/carbonizadas</li> <li>• Velas estragadas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Retirar e tornar a colocar as fichas das bobines de ignição ou substituir se necessário</li> <li>• Retirar as velas do motor, secar e limpar com uma lixa fina</li> <li>• Substituir as velas por umas novas</li> </ul>

	Existe	Existe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mistura demasiado rica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verificar se o sensor de temperatura da água está bem colocado</li> <li>• Verificar se o medidor de caudal de ar está funcional</li> </ul>
Motor pega mas afoga/morre	-	-	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mistura demasiado rica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verificar se o sensor de temperatura da água está bem colocado</li> <li>• Verificar se o medidor de caudal de ar está funcional</li> </ul>
Motor impregnado de óleo	-	-	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tampas do motor mal acondicionadas ou apertadas</li> <li>• Juntas de vedação mal colocadas</li> <li>• Juntas de vedação ressequidas, trincadas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Retirar as tampas, recolocá-las e apertar devidamente</li> <li>• Retirar as tampas, retirar as juntas, recolocar as juntas de vedação e as tampas e apertar devidamente</li> <li>• Retirar as tampas, retirar as juntas, recolocar as juntas de vedações novas seguido das tampas e apertar devidamente</li> </ul>

## **5 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS**

---



## 5 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os ensaios realizados foram divididos em duas partes. A primeira parte consistiu na medição do binário e consumo do motor original para determinação do seu rendimento, sendo a segunda parte destinada aos ensaios realizados com o motor já alterado para ciclo de Miller (usando diferentes configurações) sujeito ao mesmo procedimento mas com o objetivo de determinar a melhoria de eficiência conseguida e qual a configuração que traria maior rendimento.

Devido ao tempo útil para levar a cabo o projeto e às inúmeras dificuldades que tiveram de ser ultrapassadas ao longo deste projeto só se tornou possível a realização de parte do trabalho, sendo que a segunda parte dos ensaios não foi realizada. No entanto, a alteração do motor foi pensada e projetada, sendo explicada em maior detalhe no capítulo 7. Também se procurou documentar ao máximo o procedimento experimental para facilitar a consecução deste projeto por outros investigadores.

A avaliação do funcionamento do motor – rendimento e consumo específico em vários regimes de funcionamento – foi obtida através da medição de diversos parâmetros monitorizados por um sistema de aquisição de dados para o efeito.

### 5.1 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

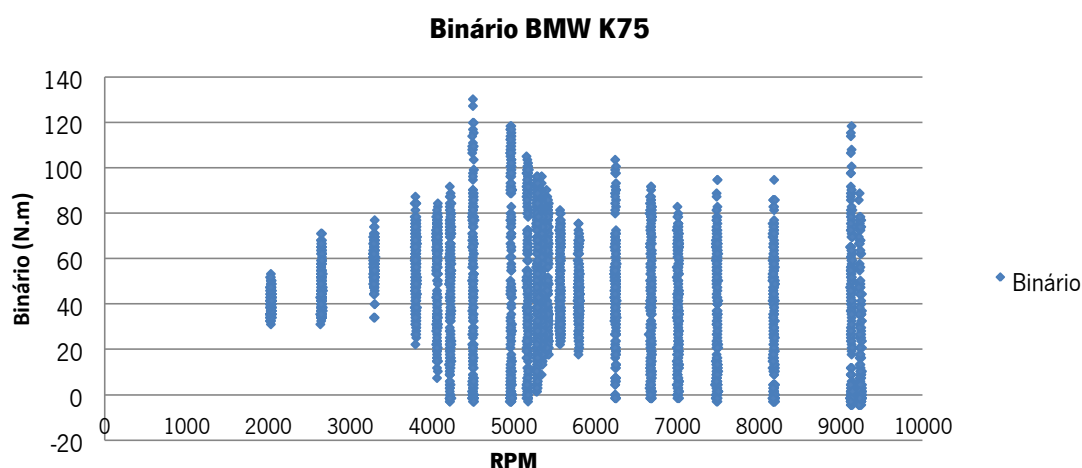
O sistema de aquisição de dados utilizado era constituído por três partes, uma responsável pela monitorização do binário e velocidade de rotação, outra responsável pelas leituras das temperaturas e outra pela pesagem contínua do combustível gasto.

A parte respeitante à leitura de binário e rotação era constituída por uma placa amplificadora de sinal ligada à célula de carga e uma placa de aquisição *Texas Instruments USB-6008*, que adquire os dados da célula de carga já amplificada e do sensor da velocidade de rotação do freio (igual à velocidade do motor, uma vez que a transmissão não é multiplicada nem reduzida), que apresenta-os e regista-os num programa preparado em *LabView*.

Por sua vez, a leitura e apresentação das temperaturas foi efetuada através de termopares tipo K, instalados estrategicamente e ligados a um terminal *National Instruments TBX-68T* que envia as temperaturas medidas para uma placa de aquisição *National Instruments NI4350*, sendo a apresentação e registo efetuado pelo software *Virtual Bench Logger V2.5*, fornecido pela mesma marca da placa de aquisição.

A leitura da variação do peso do depósito de combustível ao longo do ensaio, que dará a medida do consumo de combustível do motor, foi realizada através da ligação da balança KERN FCB 12K0.1B a um computador com o software *KERN Balance Connection* fornecido pela própria marca.

Contudo, o sistema utilizado para a leitura do binário e rotação do motor mostrou-se inadequado ao contrário dos outros dois sistemas. A inadequação deste sistema é fundamentada pelos valores de binários obtidos, sendo estes irrealistas, apresentando-se mesmo negativos e de amplitude muito elevada como se pode observar por análise à Figura 5.1, que representa os valores de binário instantâneo não filtrado obtidos durante um teste.



**Figura 5.1 - Gráfico binário/rotação do motor BMW K75 obtidos com o primeiro sistema de aquisição de dados**

Primeiramente considerou-se que o erro provinha de ocorrências de vibrações causadas por defeitos do freio ou mesmo da sua estrutura de suporte. No entanto, verificou-se que mecanicamente estava tudo operacional, faltando apenas verificar se o erro provinha da parte eletrónica.

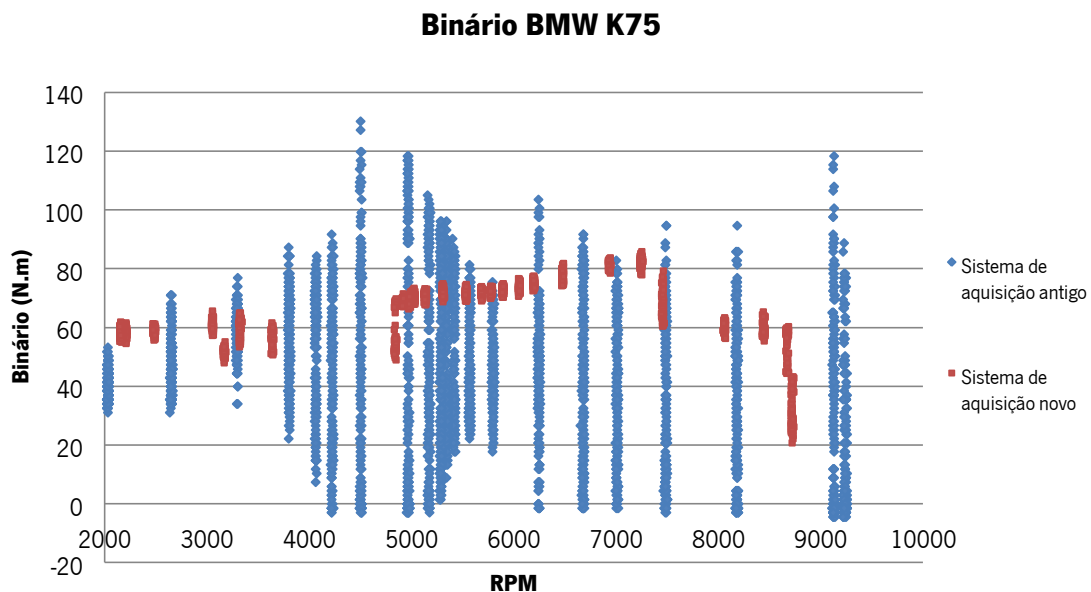
Iniciou-se o diagnóstico da parte eletrónica pela monitorização direta da célula de carga através de um multímetro, concluindo-se que esta apresentava-se em bom estado. Seguidamente foram alterados alguns parâmetros, sendo exemplo a taxa de aquisição de dados e a amplificação de sinal para valores mais elevados. Contudo as medições efetuadas continuavam a ser irrealistas e de difícil apresentação.

Este problema não só se verificou na medição do binário do motor BMW K75 como num motor Diesel utilizado por um colega de mestrado que lá se encontrava a realizar o seu projeto, sendo por isso excluída qualquer hipótese de o problema provir dos motores utilizados.



Decidiu-se assim criar um novo sistema de aquisição de dados com o contributo do colega Armando Alves de mestrado em mecatrónica, a trabalhar também no projeto do motor BMW K75.

O sistema de aquisição de dados foi construído totalmente “do zero” e ao fim de alguns testes, numa versão protótipo, permitiu verificar que os dados obtidos eram bastante mais fidedignos que os adquiridos pelo sistema antigo. Por observação da Figura 5.2, os pontos de binário medidos para uma determinada rotação encontram-se mais concentrados com o sistema de aquisição novo (menor amplitude) que para o sistema de aquisição antigo (pontos mais dispersos e com maior amplitude para a mesma rotação), concluindo-se que os pontos adquiridos pelo novo sistema de aquisição são mais fiáveis que os obtidos pelo sistema antigo.



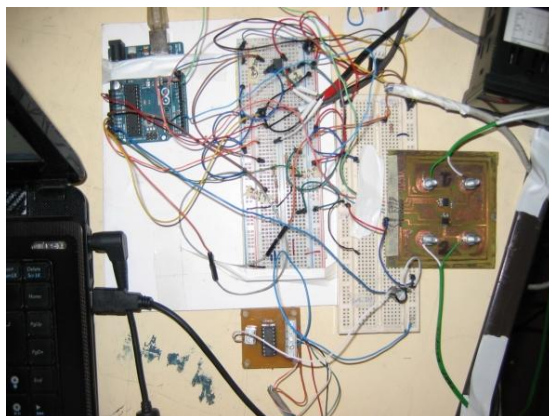
**Figura 5.2 - Comparação entre os valores de binários obtidos utilizando o sistema de aquisição de dados antigo e o novo.**

Para além de permitir a obtenção de resultados satisfatórios, o novo sistema de aquisição de dados também permitiu medir as temperaturas de 2 termopares, eliminando assim a necessidade de utilizar outro sistema para leitura de temperaturas, como acontecia anteriormente. Conseguindo-se assim, um menor erro aquando do cruzamento de dados das várias partes do sistema de aquisição de dados.

### 5.1.1 Construção do novo sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição novo é constituído por um conta-rotações OMRON K3HB, a mesma célula de carga usada anteriormente da marca INTERFACE SSM-AJ-250, um amplificador de instrumentação INA 125 ligado à célula de carga, um módulo de leitura de temperaturas, uma placa de aquisição programável da marca ARDUINO Mega 2560 e o respetivo circuito de condicionamento de sinal.

Primeiramente o sistema de aquisição de dados foi testado e aprovado (como explicado anteriormente) em versão protótipo (Figura 5.3), seguindo-se a construção da versão final.



**Figura 5.3 - Versão protótipo do novo sistema de aquisição de dados**

A versão final do sistema de aquisição de dados foi montada numa caixa com uma fonte de alimentação comutada ATX, sendo a caixa reutilizada de um computador inutilizado existente no laboratório. (Figura 5.4)



**Figura 5.4 - Caixa com fonte de alimentação, despromovida de todos os componentes informáticos, utilizada para acondicionar o sistema de aquisição de dados**

Foram colocados e acondicionados todos os componentes do sistema de aquisição (processamento, entradas e saídas de sinal) dentro da caixa e ligada toda a cablagem necessária para a alimentação dos componentes. (Figura 5.5)



**Figura 5.5 - Versão final do sistema de aquisição de dados (a- célula de carga, b- conta- rotações, c- cabo de saída de dados USB 2.0, d- caixa com placa de aquisição e amplificador de instrumentação, e- fonte de alimentação, f- ficha de alimentação para a fonte, g- entradas de sinal, h- conectores para termopares, i- conetores de rotação, binário)**

A componente eletrônica e de processamento de sinal ficaram a cargo do colega Armando Alves, sendo detalhado por ele na sua tese de mestrado, bem como a elaboração do software *Power Logger* criado em *Visual Basic* para visualização e gravação dos dados obtidos.

### 5.1.2 Medição do binário

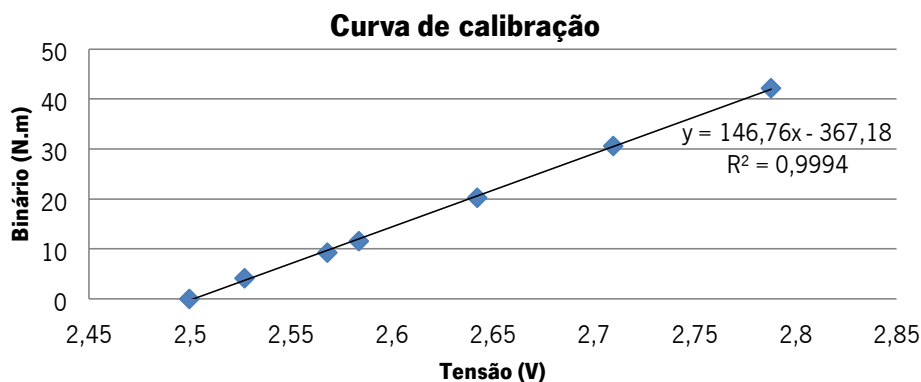
A leitura de binário do motor é obtida através do sinal enviado pela célula de carga fixada entre o suporte do freio e o próprio freio. (Figura 4.23) O sinal enviado pela célula de carga é resultado da compressão a que esta está sujeita quando o motor tenta vencer ou estabilizar o binário resistente aplicado pelo freio.

O sinal é depois lido pela placa de aquisição que transforma o sinal analógico num digital e envia posteriormente para o software *Power Logger*. Através do software é registado todos os valores de binário obtidos em intervalos de aproximadamente 0,062 segundos, em valores digitais, sendo mais tarde convertidos de novo para valores analógicos (volts) pelo fator de conversão ( $k_1 = 0,000976562$ ) que representa a resolução do conversor.

Depois disto é convertido o valor de tensão na unidade do sistema internacional que expressa o binário (N.m) através da equação da curva de calibração (tensão/binário) da célula de carga.

### Curva de Calibração

A curva de calibração da célula (Figura 5.6) de carga foi obtida através do valor de tensão enviado pela célula para uma determinada massa aplicada num braço de comprimento específico (350 mm). (Anexo D)



**Figura 5.6 - Curva de calibração da célula de carga**

Foram utilizadas 8 massas diferentes, pesadas inicialmente numa balança de precisão, correspondendo cada massa a um valor de tensão. Pela equação 5.1 obteve-se o valor do binário correspondente à tensão enviada pela célula de carga, sendo o binário (B) resultado do peso aplicado (f) pelo comprimento do braço (b).

$$B = f * b \quad (5.1)$$

#### 5.1.3 Medição da rotação

A rotação do motor é obtida pelo sensor de rotação instalado no veio do freio, uma vez que a rotação do freio é igual à do motor. (Figura 5.7)



**Figura 5.7 - Sensor de rotação do freio**

O sensor de rotação envia um sinal a um leitor de rotações (OMRON K3HB) que converte a rotação em tensão. Esta tensão é lida pela placa de aquisição que transforma o sinal analógico (tensão) em sinal digital e envia para o software *Power Logger*. De igual modo ao que se verifica na medição de binário, os valores registados no software são convertidos para rotação pelo fator de conversão ( $k_2=8,798828125$ ).

#### 5.1.4 Medição das temperaturas

A medição da temperatura da água do motor e dos gases de escape é obtida através da colocação de termopares colocados no tubo do líquido de arrefecimento que sai do motor e no interior do tubo de escape, respetivamente. (Figura 5.8)



**Figura 5.8 - Sensor de temperatura colocado no tubo do líquido de arrefecimento (esquerda) e no interior do tubo de escape (esquerda)**

Os termopares estão conectados a um módulo de amplificação de voltagem e conversão de sinal analógico para digital que posteriormente é lido pela placa de aquisição e transmitido para o software *Power Logger* que apresenta e grava as temperaturas em graus Celsius sem necessidade de qualquer tipo de conversão.

#### 5.1.5 Pesagem do Combustível

A pesagem do combustível foi obtida através um sistema de aquisição diferente do da leitura de temperatura, rotação e binário do motor. Isto obrigou a um posterior cruzamento de dados tendo como base de comparação os intervalos de tempo entre os dados registados pelo sistema de leitura do peso do combustível e do sistema de leitura do binário e rotação do motor.

Para a medição do combustível gasto pelo motor ao longo do tempo foi utilizada uma balança de precisão da marca KERN, modelo FCB 12K0.1B, que através da ligação a um

computador com o software *KERN Balance Connection SCE V3.0* apresentava e gravava a variação do peso ao longo do tempo.

Contudo, primeiramente foi necessária criar uma estrutura de suporte para colocação da balança e respetivo depósito de combustível. A estrutura foi construída a partir de barras modulares existentes no laboratório, conforme se pode observar pela Figura 5.9.



**Figura 5.9 - Estrutura de suporte para a balança e depósito de combustível**

## **5.2 PROBLEMAS, CAUSAS E SOLUÇÕES ENCONTRADAS DURANTE A AQUISIÇÃO DE DADOS**

Os problemas que se fizeram sentir no sistema de aquisição de dados começaram com a inadequação do sistema de aquisição inicialmente disponível, estando estes melhor explicados no início deste capítulo, bem com as respetivas causas e soluções encontradas. Porém após a troca do sistema de aquisição antigo pelo novo, continuou a verificar-se a ocorrência de problemas, sendo estes maioritariamente provenientes de avarias mecânicas no freio hidráulico.

Apesar da maior parte dos problemas se verificarem no freio hidráulico, o sistema de pesagem do combustível também se mostrou pouco fiável na medida em que frequentemente se verificavam falhas na conexão da balança com o seu software, provocando mesmo o *shut down* do computador, tornando assim os ensaios irrelevantes. Este problema foi solucionado com a colocação de um novo cabo de ligação e a troca da porta de comunicação com o computador.

Os problemas mecânicos suscitados no freio hidráulico foram diversos. Estes começaram pela fratura das rótulas que ligavam a célula de carga ao freio hidráulico e ao suporte do mesmo. (Figura 5.10)





**Figura 5.10 - Rótula fraturada**

As vibrações causadas pelo normal funcionamento do motor foram apontadas com as principais causas para este problema. De modo a solucionar o problema de forma rápida, foi soldada a rótula partida e reforçada, com um cordão de solda, a outra rótula que estaria em bom estado.



**Figura 5.11 - Rótulas soldadas**

Contudo, esta solução tornou-se inviável, uma vez que o cordão de solda ocupou uma parte da rosca das rótulas não permitindo uma montagem correta da célula de carga, sendo necessário adquirir um conjunto de duas novas rótulas. A compra de duas novas rótulas tornou-se noutro problema uma vez que as roscas da rótula obedeciam a norma imperial, sendo a obtenção destas demorada.

Obtidas as rótulas e recolocadas na sua função, surgiu um novo problema causado por folgas verificadas nas chumaceiras dos pernos de pivotagem do freio em relação ao seu suporte. Esta causa provocou o empeno e a quebra dos parafusos de fixação da célula de carga ao suporte do freio e ao próprio freio, como se pode observar pela Figura 5.12.



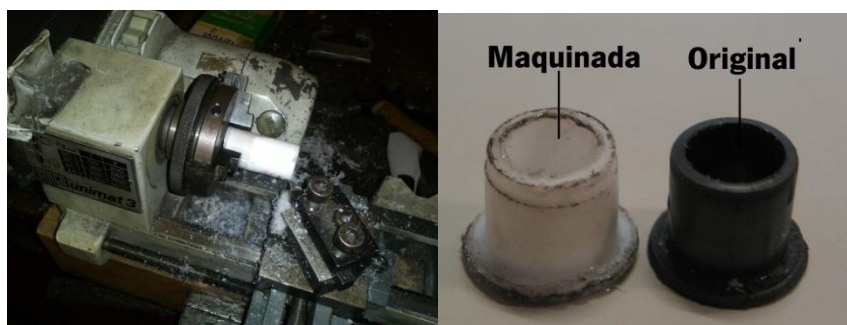
**Figura 5.12 - Aspeto dos parafusos fraturados e empenados**

Até à descoberta da causa do problema foram colocados 6 conjuntos de 2 parafusos, sendo que todos eles partiram obrigando a trabalhos minuciosos para retirar os restos dos parafusos alojados nos furos roscados do suporte do freio e do próprio freio. (Figura 5.13)



**Figura 5.13 - Remoção do restante de um parafuso quebrado do interior de um furo roscado**

Este problema foi solucionado com a manufatura e aplicação de novas chumaceiras. As chumaceiras foram maquinadas manualmente num mini-torno existente no laboratório do DEM.



**Figura 5.14 - Torneamento das chumaceiras de nylon**

Inicialmente as chumaceiras foram maquinadas a partir de blocos maciços de teflon. A escolha deste material deveu-se sobretudo às suas capacidades auto-lubrificantes e de este estar disponível de imediato no laboratório. Contudo a escolha deste material foi incorreta, uma vez

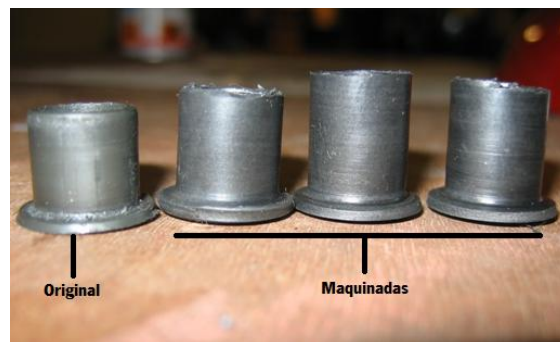


que as temperaturas atingidas pelo freio e a carga a que as chumaceiras estavam sujeitas levaram à sua rápida destruição, quase total, como se pode verificar pela Figura 5.15.



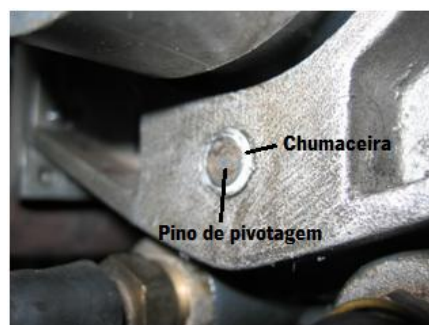
**Figura 5.15 - Chumaceira de nylon destruída**

De forma a ultrapassar este problema, procurou-se um material com propriedades de lubrificação idênticas à do teflon mas de resistência mecânica maior. O material selecionado foi nylon grafitado. A manufatura das chumaceiras neste material foi efetuada pelo mesmo processo de maquinagem.



**Figura 5.16 - Chumaceiras em nylon grafitado**

As chumaceiras de nylon grafitado (Figura 5.16) foram colocadas no suporte do freio e introduzidos os pernos de pivotagem. (Figura 5.17) Após isto verificou-se que as folgas tinham sido eliminadas e a temperatura não afetava significativamente a integridade das novas chumaceiras.



**Figura 5.17 - Suporte do freio com chumaceira e pino de pivotagem instalados**

Os testes prosseguiram e rapidamente se detetou problemas nos pinos de pivotagem. Estes, com a vibração do motor e a elevada lubricidade do material da chumaceira deslizavam axialmente soltando-se da estrutura, originando leituras de binário erradas.

Como solução, optou-se pela construção de umas chapas metálicas fixadas ao suporte do freio que constringissem o movimento axial dos pinos.



**Figura 5.18 - Solução criada para constringir o movimento axial dos pinos**

Depois de serem detetados e solucionados uma infinidade de problemas, verificou-se que devido às constantes montagens e desmontagens do freio hidráulico para resolução dos problemas detetados, os parafusos moeram as roscas de aperto originando a queda dos parafusos e por sua vez a deslocação da estrutura de suporte como se observa na Figura 5.19.



**Figura 5.19 - Separação da estrutura de suporte do freio hidráulico do bloco do motor**

Para solucionar o problema foram colocados parafuso de maior comprimento para tentar aproveitar as roscas ainda existentes nos furos.

## **6 ANÁLISE DE RESULTADOS**

---



## 6 ANÁLISE DE RESULTADOS

Os ensaios realizados incidiram na medição do binário, consumo e temperaturas dos gases de escape somente no motor original, uma vez que, como explicado no parágrafo introdutório do capítulo 5, a limitação do tempo e a ocupação de grande parte do tempo com a resolução de problemas que impossibilitavam a continuação dos trabalhos não permitiu a alteração do motor para o ciclo de funcionamento de Miller.

Estes ensaios permitiram determinar a eficiência do motor original para futuramente, na continuação do projeto, ser possível a comparação entre os rendimentos do motor original (ciclo de Otto) e os rendimentos obtidos com as várias configurações utilizadas para o novo ciclo de funcionamento do motor (ciclo de Miller) e assim justificar a melhor configuração possível para a otimização do motor BMW K75 para posterior aplicação num sistema *range extender*. A monitorização da temperatura dos gases de escape permitirá determinar a percentagem de aproveitamento da entalpia dos gases de escape resultante da sobre-expansão do ciclo de funcionamento de Miller em comparação com a temperatura atingida pelos gases de escape no motor original.

### 6.1 ENSAIOS REALIZADOS

Foram realizados um total de oito ensaios úteis, sendo quatro dos ensaios realizados em toda a faixa de rotações de funcionamento do motor (0-9000 rpm) e os restantes quatro ensaios foram restringidos a um gama de rotações específica, entre as 3000 e as 4000 rpm.

#### 6.1.1 Ensaios realizados para todo o regime de rotações do motor

Os ensaios realizados para todo o regime de rotações do motor foram realizados para quatro posições do acelerador (acelerador totalmente aberto, aberto a 75%, meio aberto e aberto a 25%).

Com a realização destes ensaios, pretendia-se determinar o binário, potência, rendimento global do motor e o consumo específico em cada gama de rotações para cada posição do acelerador.

#### 6.1.2 Ensaios realizados para um regime de rotações específico

O regime de rotações específico do motor para estes ensaios foi escolhido tendo como base a velocidade de funcionamento desejada para o projeto do motor BMW K75 em ciclo de Miller. A

velocidade de funcionamento desejada para o projeto era de 3500 rpm sendo que o intervalo de rotações para a realização destes testes ficou entre as 3000 e as 4000 rpm.

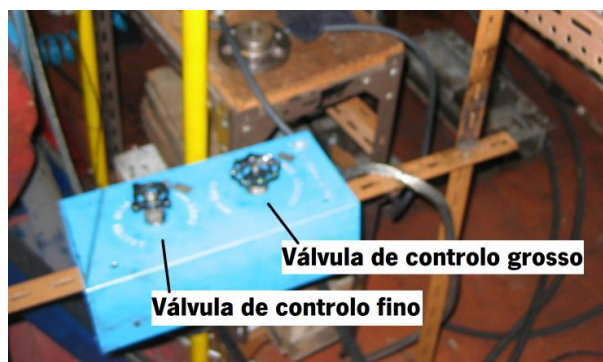
Foram realizados quatro ensaios neste intervalo de rotações a diferentes posições de acelerador. A escolha das posições do acelerador deveu-se à necessidade de se obter pormenorizadamente os valores de consumo específico para valores de binário do motor original às 3500 rpm idênticos ao do binário esperado pelas alterações feitas ao motor BMW K75 para funcionar em ciclo de Miller ( $<35$  N.m), para posteriormente determinar qual a alteração mais eficiente para o mesmo binário ou pressão média efetiva.

Sendo o binário do motor original às 3500 rpm de aproximadamente 37N.m para a posição do acelerador a 25% aberto e subentendendo-se que com o fecho da borboleta do acelerador o binário do motor desce, escolheu-se as posições em que o acelerador se encontrava aberto a 25%, 18,75%, 12,5% e 6,25% para a realização dos ensaios.

## 6.2 CONDIÇÕES DOS ENSAIOS

Todos os ensaios foram realizados com gasolina com um índice octano de 95, a uma temperatura inicial do líquido de arrefecimento do motor de aproximadamente 40°C.

Os testes foram realizados fixando-se o acelerador na posição pretendida, e iniciavam-se sempre à máxima rotação atingida pelo motor com o acelerador nessa posição, sem qualquer carga aplicada pelo freio hidráulico. Posteriormente eram atuadas as válvulas controladoras do caudal de água do freio (Figura 6.1), sendo primeiramente atuada a válvula de controlo grosso em intervalos de aproximadamente 22,5° (1/8 de volta) até a uma velocidade de rotação de aproximadamente 4000 rpm seguindo-se da utilização da válvula de controlo fino em intervalos de aproximadamente 11,25° (1/16 de volta) até à sua total abertura, isto é, até o binário resistente aplicado pelo freio ser máximo.



**Figura 6.1 - Válvulas controladoras do caudal de água do freio**

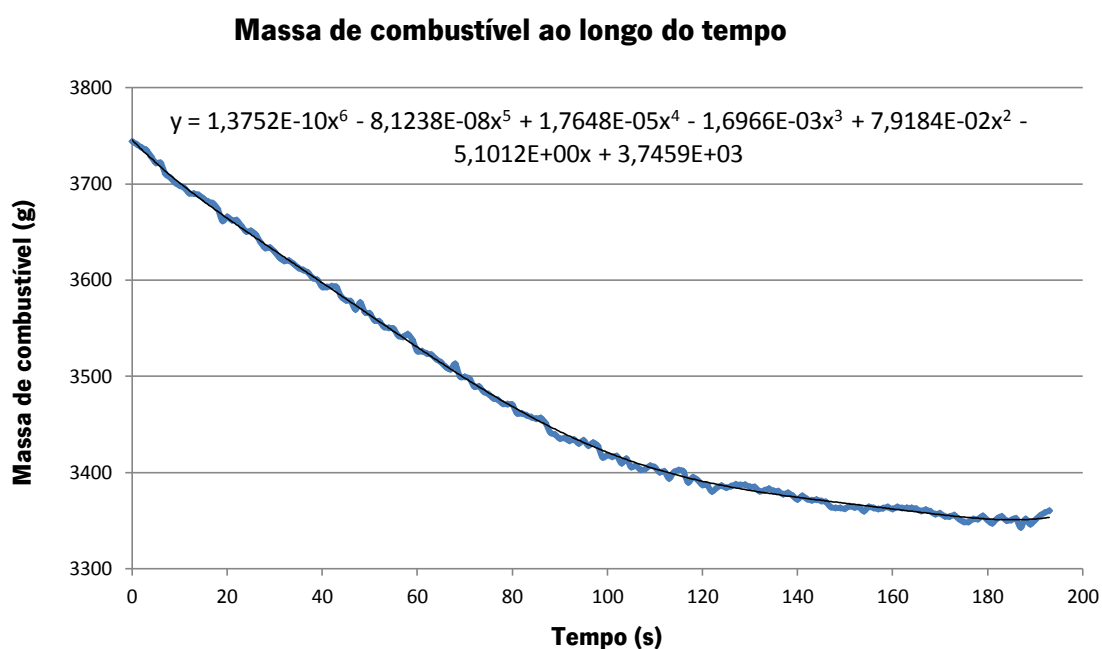
A troca da válvula de controlo grosso para fino aproximadamente às 4000 rpm deve-se ao facto de a partir das 3000 rpm a curva de binário do motor BMW K75 se encontrar fora da área de funcionamento do freio (Anexo C), necessitando assim que o controlo do freio hidráulico fosse feito de forma mais precisa para não se sofrer uma descida abrupta da rotação do motor.

### 6.3 TRATAMENTO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Para obtenção dos resultados finais, foi necessário o tratamento e filtragem dos dados obtidos nos ensaios.

Inicialmente foi necessário cruzar e compilar num ficheiro único os dados obtidos pelo sistema de pesagem do combustível com os obtidos pelo novo sistema de aquisição de dados (binário, velocidade de rotação e temperaturas) a partir do cruzamento das horas iniciais e finais dos ensaios.

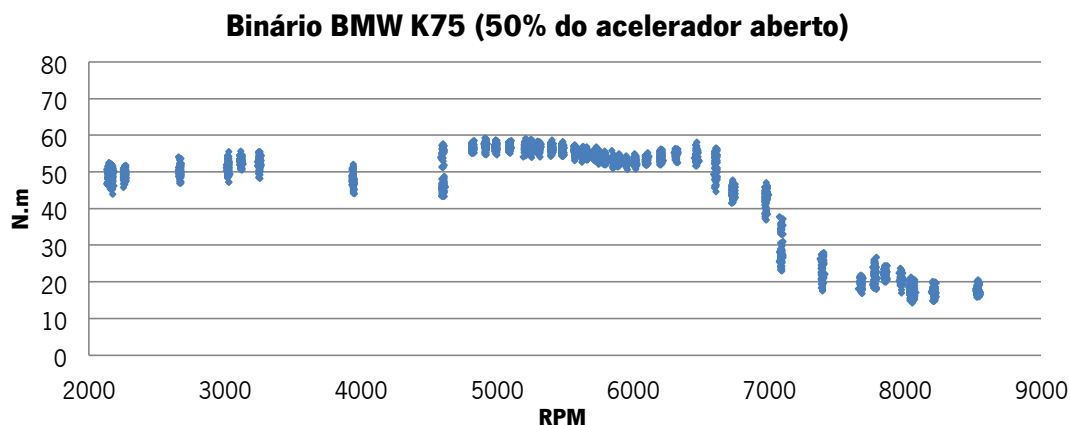
Seguidamente foi feita uma aproximação polinomial à curva do consumo da massa de combustível gasta ao longo do ensaio e através da sua derivada foi obtido o caudal de combustível consumido pelo motor ao longo do tempo. (Figura 6.2) A aproximação polinomial à curva do consumo de combustível deveu-se à necessidade de eliminar erros de medição resultantes das vibrações da linha de alimentação de combustível e da sensibilidade de medição da balança utilizada.



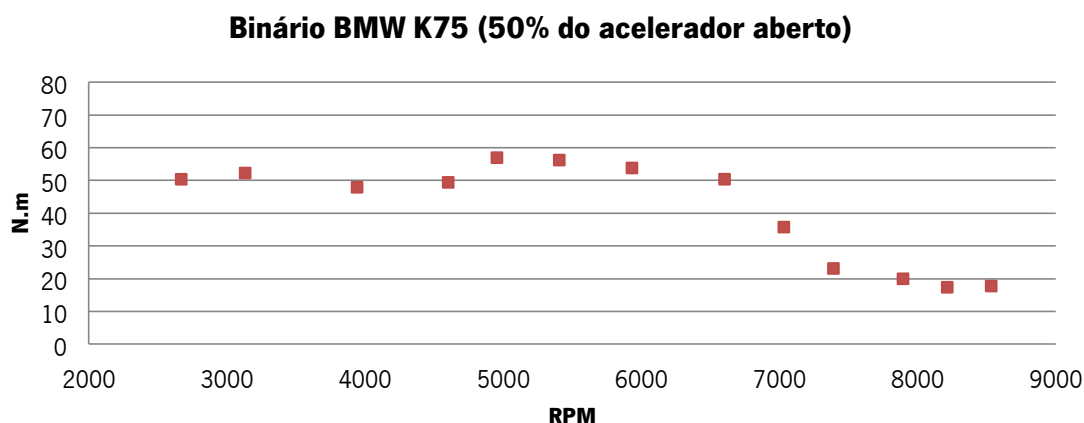
**Figura 6.2 – Exemplo da curva do consumo de combustível ao longo do tempo num ensaio**

Posteriormente foi necessário tratar os valores de binário lidos, através do cálculo da média de binário para a mesma velocidade de rotação. Foi essencial realizar médias de binário por velocidade de rotação devido à existência de valores de binários distintos, embora próximos, para a mesma rotação, conforme se pode observar pelo gráfico da Figura 6.3.

As médias foram calculadas para intervalos de aproximadamente 500 rotações. (Figura 6.4)



**Figura 6.3 - Exemplo do binário lido pelo sistema de aquisição por velocidade de rotação**



**Figura 6.4 – Exemplo da média do binário lido pelo sistema de aquisição por velocidade de rotação**

De igual modo se procedeu ao cálculo da média dos valores obtidos para as temperaturas dos gases de escape e do caudal de combustível gasto, para os mesmos intervalos de rotações.

## 6.4 RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos, presentemente, utilizaram-se para a validação do modelo teórico e para a elaboração dos mapas do motor do novo sistema de gestão que seria aplicado no motor BMW K75 (MegasquirtII v3.0), pelo colega Armando Alves no seu projeto de mestrado. Porém, futuramente, estes resultados servirão como base de comparação com os resultados obtidos do



motor BMW K75 com o ciclo de funcionamento alterado para o de Miller para determinação das melhorias resultantes desta alteração.

#### 6.4.1 Ensaio com acelerador totalmente aberto (0-9000 rpm)

Os resultados obtidos neste ensaio, apresentados na Tabela 6.1, indicam um binário máximo de 72,3 N.m e uma potência máxima de 54,8 kW às 7243 rpm.

**Tabela 6.1 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador totalmente aberto (0-9000 rpm)**

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temperatura dos gases de escape (°C)
8611	39,6	35,7	426,4	19,2%	29,3%	781
8057	50,1	42,2	301,8	27,1%		745
7455	57,8	45,2	271,5	30,1%		748
7243	72,3	54,8	219,6	37,3%		760
6936	71,3	51,8	231,7	35,3%		766
6475	67,4	45,7	263,2	31,1%		758
6193	65,2	42,3	285,6	28,6%		755
6053	63,7	40,4	299,9	27,3%		751
5892	62,8	38,7	311,7	26,3%		747
5777	62,2	37,6	317,2	25,8%		745
5684	61,7	36,7	317,9	25,7%		739
5532	61,6	35,7	316,6	25,8%		730
5306	61,9	34,4	314,1	26,1%		720
4982	57,9	30,2	274,8	29,8%		688
3639	46,9	17,9	305,5	26,8%		634
3182	47,2	15,7	257,8	31,7%		626
2482	49,0	12,7	232,5	35,2%		621
2174	48,5	11,0	211,9	38,6%		606

Foi obtido um rendimento global de 29,3% para o motor em *full-throttle*. O rendimento global obtido pelo ensaio efetuado é aproximadamente igual ao obtido pelo modelo teórico (28,1%).

Às 3500 rpm é obtido um binário máximo de aproximadamente 46,9 N.m e uma potência de 17,9 kW, sendo o rendimento do motor para esta rotação aproximadamente 26,8%, idêntico ao obtido pelo modelo teórico (26,5% às 3500 rpm).

Por observação do gráfico da Figura 6.5, verifica-se uma redução do binário obtido no ensaio em relação ao apresentado pelo fabricante para as velocidades de funcionamento mais baixas e mais altas. A redução do binário obtido no ensaio para as velocidades mais baixas

justifica-se pelas maiores folgas dos componentes internos do motor em relação aos componentes quando novos, uma vez que este motor tratava-se de um motor já usado. Por sua vez, a redução de binário registada para velocidades de funcionamento mais altas deve-se relacionar com o facto da linha de escape ser mais longa que a original e à caixa do filtro de ar não ter sido instalada no canal de admissão, para facilitar o acesso ao medidor de caudal de ar, prejudicando os efeitos de sintonia e inerciais dos gases de admissão e escape.

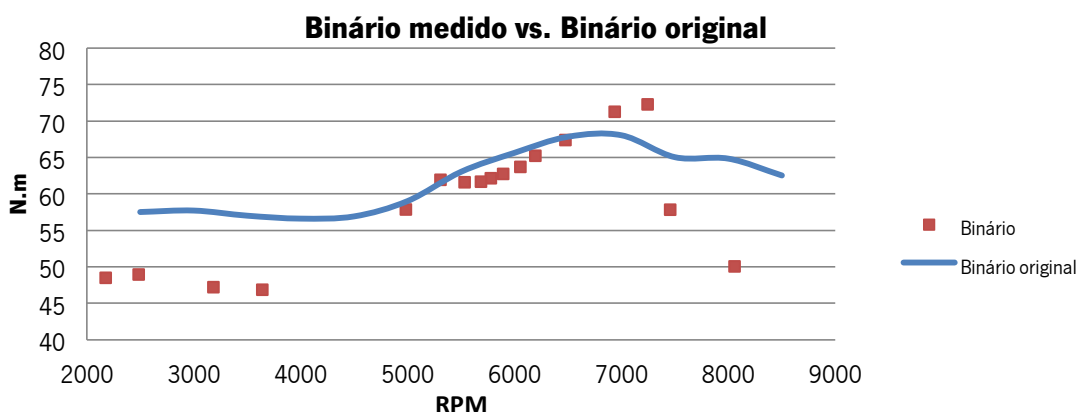


Figura 6.5 - Binário medido vs. Binário original do motor BMW K75

#### 6.4.2 Ensaio com acelerador 75% aberto (0-9000 rpm)

Na Tabela 6.2 estão apresentados os resultados obtidos na realização do teste com o acelerador somente 75% aberto.

Tabela 6.2 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 75% aberto (0-9000 rpm)

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temperatura dos gases de escape (°C)
8678	46,8	42,5	1104,1	7,4%	22,9%	754
8257	50,9	44,1	882,9	9,3%		743
7808	53,2	43,5	715,1	11,4%		743
7205	69,2	52,2	500,8	16,3%		757
6983	71,8	52,5	459,1	17,8%		762
6797	72,7	51,8	430,3	19,0%		762
6554	71,5	49,1	421,1	19,4%		761
6237	66,6	43,5	358,8	22,8%		751
5863	63,0	38,7	268,2	30,5%		739
5422	61,9	35,2	211,8	38,6%		721
4963	59,4	30,9	176,8	46,3%		685
3945	49,4	20,4	231,4	35,4%		632
3041	49,5	15,8	293,9	27,8%		640
2539	47,4	12,6	362,7	22,6%		633
2172	47,3	10,8	447,7	18,3%		610

O motor BMW K75 operando com o acelerador apenas 75% aberto produz aproximadamente o mesmo binário máximo 72,7 N.m que em *full-throttle*. Porém a potência máxima obtida é inferior devido ao binário máximo ocorrer para uma velocidade de rotação mais baixa, ao mesmo tempo se verifica que o motor operando somente com 75% do acelerador aberto é menos eficiente, uma vez que apresenta um rendimento global de 22,9% logo inferior ao obtido em *full-throttle*. A perda de eficiência deve-se às perdas existentes por bombagem associadas ao fecho da válvula do acelerador.

#### 6.4.3 Ensaio com acelerador 50% aberto (0-9000 rpm)

O ensaio ao motor com o acelerador 50% aberto permitiu obter um binário máximo de 56,9 N.m às 4954 rpm e uma potência máxima de 34,8 kW às 6602 rpm. Verificando-se, pela Tabela 6.3 que a eficiência do motor continua a decrescer, o que era de esperar devido a redução da abertura da válvula do acelerador.

**Tabela 6.3 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 50% aberto (0-9000 rpm)**

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temperatura dos gases de escape (°C)
8533	17,7	15,8	1028,5	8,0%	18,9%	698
8215	17,4	14,9	1028,6	8,0%		715
7895	19,9	16,5	800,7	10,2%		730
7391	23,1	17,9	665,9	12,3%		744
7032	35,7	26,3	442,2	18,5%		757
6602	50,4	34,8	326,7	25,0%		767
5932	53,8	33,4	330,8	24,7%		772
5405	56,2	31,8	314,3	26,0%		774
4954	56,9	29,5	292,2	28,0%		779
4601	49,4	23,8	330,6	24,7%		783
3941	47,9	19,8	381,8	21,4%		785
3131	52,2	17,1	402,8	20,3%		784
2668	50,3	14,1	445,1	18,4%		782
2167	49,3	11,2	440,0	18,6%		778

#### 6.4.4 Ensaio com acelerador 25% aberto (0-9000 rpm)

Na Tabela 6.4 estão expressos os resultados gerados pelo motor BMW K75 quando a funcionar com a válvula do acelerador somente 25 % aberta.

Nesta condição de funcionamento o motor apresenta um binário máximo de 43,1 N.m às 2426 rpm e uma potência máxima de 16,2 kW às 5422 rpm. Como se previa, o rendimento

global obtido pelo motor nestas condições seria reduzido, apresentando-se assim em 18,9%, tal como o obtido com acelerador aberto a 50 %. Isto deve-se ao facto de nestas condições não ser possível atingir velocidades de rotação tão elevadas como com o acelerador aberto a 50%, que se traduziria num decréscimo do rendimento médio obtido nestas condições de teste.

Caso este ensaio permitisse atingir a mesma velocidade máxima que a do ensaio com acelerador aberto a 50%, o rendimento obtido para a velocidade máxima atingida seria inferior ao obtido para 50% de acelerador aberto e assim verificar-se-ia que o rendimento global neste teste seria inferior ao obtido com o acelerador aberto a 50%.

**Tabela 6.4 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 25% aberto (0-9000 rpm)**

<b>RPM</b>	<b>Binário (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g/kWh)</b>	<b><math>\eta_{total}</math> (%)</b>	<b><math>\eta_{total}</math> médio (%)</b>	<b>Temperatura dos gases de escape (°C)</b>
7152	10,0	7,5	984,1	8,3%	18,9%	597
6681	6,9	4,8	1607,1	5,1%		637
6344	22,0	14,6	547,0	15,0%		669
6051	25,2	15,9	497,4	16,4%		674
5721	26,1	15,6	478,3	17,1%		677
5422	28,6	16,2	421,7	19,4%		669
5086	30,3	16,1	396,1	20,7%		658
4833	31,5	15,9	372,6	22,0%		647
4558	31,7	15,1	368,3	22,2%		641
4061	29,5	12,5	407,9	20,1%		631
3738	31,4	12,3	384,9	21,3%		625
3492	37,0	13,5	337,7	24,2%		627
3301	38,1	13,2	338,1	24,2%		628
3141	38,0	12,5	348,1	23,5%		623
2765	40,4	11,7	362,1	22,6%		604
2426	43,1	11,0	377,7	21,7%		589
2192	42,4	9,7	415,1	19,7%		574
2027	41,3	8,8	449,7	18,2%		557
1970	41,7	8,6	443,9	18,4%		544

#### 6.4.5 Ensaio com acelerador 25% aberto (3000-4000 rpm)

Este ensaio foi realizado de igual forma aos anteriores, no entanto os registos dos dados iniciaram-se apenas a partir de aproximadamente 4000 rpm e terminaram após atingida as 3000 rpm. Todos os restantes ensaios para este regime de rotações foram realizadas de igual forma.

Pela Tabela 6.5, mostra-se que o motor debita, com o acelerador 25% aberto, por volta das 3500rpm um binário de aproximadamente 36,4 N.m e uma potência de 13,5 kW, sendo o rendimento do motor BMW K75 de aproximadamente 27,1%.

**Tabela 6.5 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 25% aberto (3000-4000 rpm)**

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temperatura dos gases de escape (°C)
4041	33,3	14,1	291,0	28,1%	27,3%	608
4020	33,2	14,0	292,4	28,0%		608
3979	33,6	14,0	292,2	28,0%		606
3942	33,5	13,8	295,4	27,7%		604
3921	33,4	13,7	297,6	27,5%		603
3880	33,4	13,6	300,4	27,2%		600
3855	33,2	13,4	304,8	26,8%		598
3825	33,0	13,2	308,3	26,5%		598
3803	33,2	13,2	308,6	26,5%		597
3743	33,4	13,1	311,3	26,3%		596
3718	33,8	13,1	310,1	26,4%		595
3673	34,6	13,3	306,4	26,7%		594
3618	35,5	13,4	302,9	27,0%		594
3560	36,1	13,5	302,6	27,0%		594
3530	36,4	13,5	302,3	27,1%		593
3485	37,4	13,6	297,9	27,5%		594
3466	38,0	13,8	294,7	27,8%		593
3432	38,4	13,8	294,3	27,8%		594
3413	38,5	13,8	295,4	27,7%		594
3397	39,2	14,0	290,9	28,1%		594
3361	39,2	13,8	294,3	27,8%		595
3349	39,5	13,9	293,0	27,9%		595
3303	39,6	13,7	296,3	27,6%		595
3270	40,1	13,7	295,7	27,7%		595
3216	40,5	13,6	297,5	27,5%		594
3187	40,4	13,5	301,0	27,2%		593
3173	40,6	13,5	300,3	27,2%		592
3148	40,7	13,4	301,6	27,1%		590
3128	41,1	13,5	300,6	27,2%		588
3085	41,4	13,4	302,8	27,0%		586
3059	41,4	13,3	305,1	26,8%		587
3037	41,7	13,3	304,9	26,8%		585
2977	41,9	13,1	309,8	26,4%		584

### 6.4.6 Ensaio com acelerador 18,75% aberto (3000-4000 rpm)

Para estas condições de ensaio, os resultados obtidos na Tabela 6.6 mostram que o motor gera um binário de 27,8 N.m e uma potência de 10,2 kW para aproximadamente as 3500 rpm, apresentado um rendimento de 24,3%.

**Tabela 6.6 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 18,75% aberto (3000-4000 rpm)**

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temperatura dos gases de escape (°C)
3873	25,3	10,2	298,1	27,4%	24,2%	551
3819	25,1	10,0	310,7	26,3%		548
3779	25,7	10,2	312,1	26,2%		546
3743	25,6	10,0	321,4	25,5%		546
3717	26,0	10,1	323,6	25,3%		545
3697	26,0	10,1	326,7	25,0%		545
3678	26,2	10,1	328,5	24,9%		545
3658	26,0	10,0	333,5	24,5%		545
3636	26,7	10,2	329,9	24,8%		544
3616	27,1	10,3	329,1	24,9%		543
3582	27,1	10,2	334,5	24,5%		544
3567	27,5	10,3	333,3	24,5%		544
3551	27,4	10,2	336,6	24,3%		546
3517	27,8	10,2	336,8	24,3%		548
3480	28,0	10,2	339,5	24,1%		551
3454	28,3	10,2	340,4	24,0%		552
3430	28,6	10,3	340,4	24,0%		552
3413	29,1	10,4	337,6	24,2%		552
3377	29,9	10,6	334,0	24,5%		552
3313	30,1	10,4	339,6	24,1%		550
3244	30,3	10,3	345,5	23,7%		547
3168	30,4	10,1	355,7	23,0%		545
3116	30,9	10,1	358,8	22,8%		542
3095	31,2	10,1	361,0	22,7%		539
3057	31,5	10,1	364,9	22,4%		535
3032	31,7	10,1	368,0	22,2%		534
3008	31,9	10,0	370,0	22,1%		532
2982	32,1	10,0	373,7	21,9%		531

### 6.4.7 Ensaio com acelerador 12,5% aberto (3000-4000 rpm)

Neste ensaio, os resultados obtidos apresentados na Tabela 6.7 mostram que o motor por volta das 3500 rpm produz cerca de 19,6 N.m de binário e uma potência de 7,2 kW.

O rendimento do motor às 3500 rpm, aproximadamente, com o acelerador 12,5% aberto situa-se nos 22,5%.

**Tabela 6.7 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 12,5% aberto (3000-4000 rpm)**

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temp. Escape (°C)
3964	15,4	6,4	448,1	18,3%	21,5%	561
3943	15,9	6,6	435,7	18,8%		560
3920	15,8	6,5	439,4	18,6%		558
3872	15,3	6,2	457,5	17,9%		555
3818	15,5	6,2	456,8	17,9%		553
3801	15,8	6,3	449,5	18,2%		551
3791	16,1	6,4	439,3	18,6%		549
3724	16,9	6,6	423,4	19,3%		545
3692	16,8	6,5	426,0	19,2%		544
3667	17,6	6,8	407,5	20,1%		542
3644	17,8	6,8	402,6	20,3%		541
3617	18,0	6,8	397,6	20,6%		539
3604	18,3	6,9	389,1	21,0%		536
3587	18,7	7,0	380,9	21,5%		534
3568	19,0	7,1	373,4	21,9%		532
3541	19,4	7,2	366,8	22,3%		531
3514	19,6	7,2	363,2	22,5%		531
3476	20,1	7,3	356,8	22,9%		532
3433	20,4	7,3	354,3	23,1%		531
3421	20,8	7,5	347,1	23,6%		531
3392	21,1	7,5	344,1	23,8%		532
3344	21,3	7,4	345,0	23,7%		533
3302	21,8	7,5	339,8	24,1%		532
3260	22,1	7,5	338,1	24,2%		529
3243	22,2	7,5	337,3	24,3%		527
3195	22,3	7,5	338,2	24,2%		525
3181	22,0	7,3	343,4	23,8%		523
3118	22,2	7,3	345,2	23,7%		520
3099	21,9	7,1	351,4	23,3%		517
2986	22,2	6,9	357,9	22,9%		513
2850	22,6	6,7	366,5	22,3%		509

#### 6.4.8 Ensaio com acelerador 6,25% aberto (3000-4000 rpm)

O último ensaio realizado foi efetuado com o acelerador 6,25% aberto, encontrando-se os resultados obtidos apresentados na Tabela 6.8.

Para esta condição de posição do acelerador, o motor apresentou um rendimento de 10,8% aproximadamente às 3500 rpm, sendo o binário e potência obtido de 9,7 N.m e 3,5 kW, respetivamente.

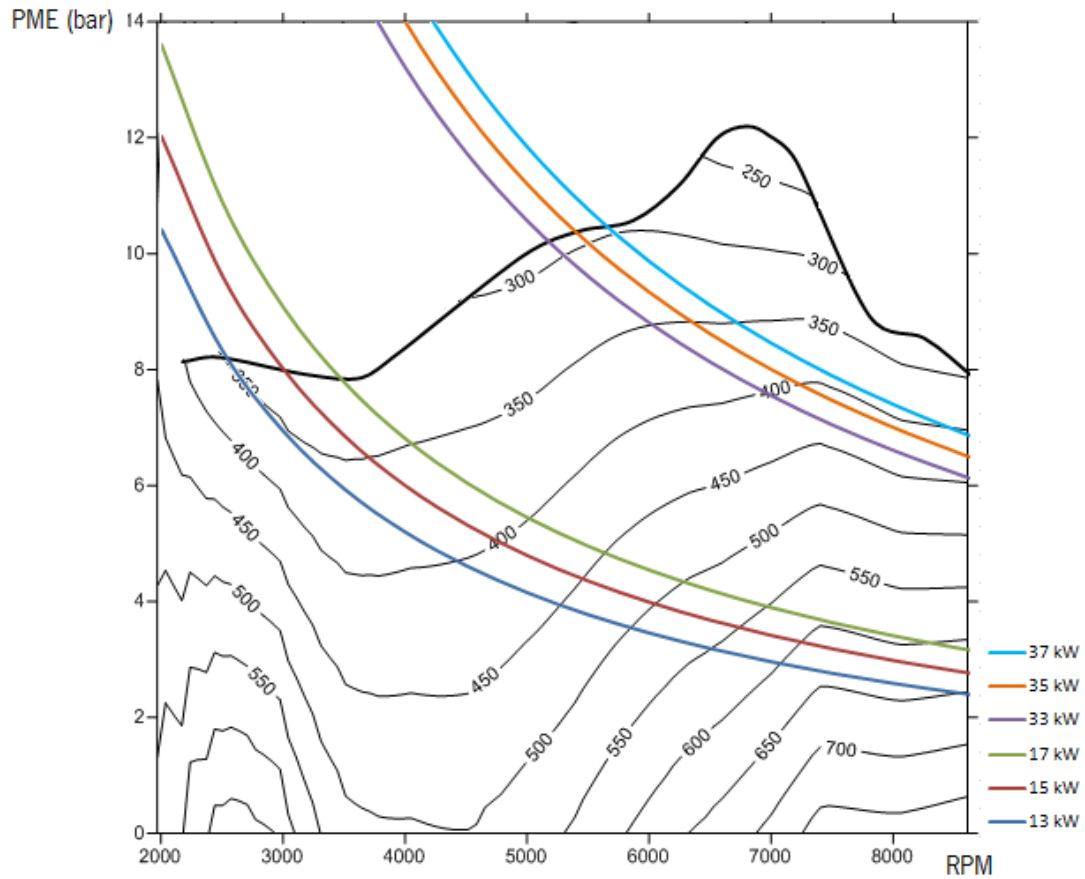
**Tabela 6.8 - Resultados obtidos no ensaio com acelerador 6,25% aberto (3000-4000 rpm)**

RPM	Binário (N.m)	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)	$\eta_{total}$ (%)	$\eta_{total}$ médio (%)	Temperatura dos gases de escape (°C)
4028	6,4	2,7	372,5	22,0%	14,7%	521
3895	7,1	2,9	424,3	19,3%		520
3863	7,7	3,1	572,7	14,3%		520
3778	8,5	3,4	660,0	12,4%		515
3696	8,3	3,2	743,7	11,0%		508
3597	8,7	3,3	773,0	10,6%		504
3502	9,7	3,5	756,2	10,8%		500
3423	9,9	3,6	685,4	11,9%		491
3355	10,3	3,6	632,3	12,9%		509
3250	10,5	3,6	585,1	14,0%		506
3193	10,7	3,6	520,6	15,7%		503
2900	10,6	3,2	499,4	16,4%		499
2664	10,6	3,0	406,3	20,1%		495

## 6.5 DIAGRAMA DE DESEMPENHO DO MOTOR BMW K75

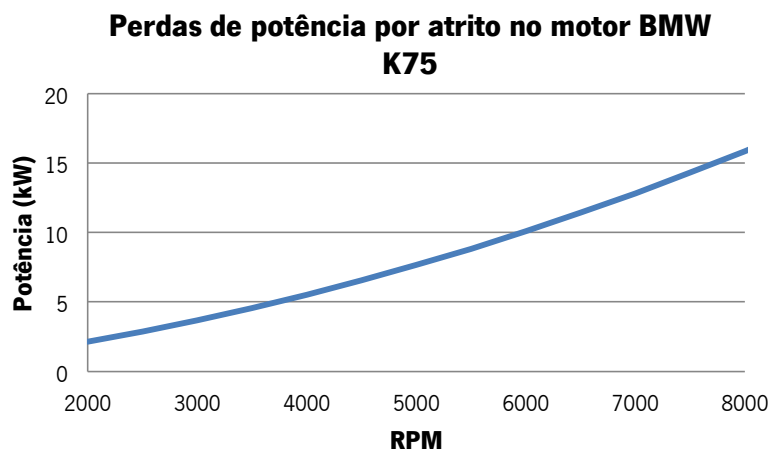
Para a elaboração do diagrama de desempenho do motor BMW K75 (Figura 6.6) foi necessário compilar todos os resultados obtidos de rotação,  $pme$  (após conversão do binário em  $pme$  pela equação 2.17) e consumo específico, pelos ensaios a várias cargas (posições de acelerador) num software matemático *Surfer 9*. Este software através de uma aproximação dos valores introduzidos a uma regressão polinomial local, por uma rotina interna do software, apresenta um gráfico de contornos para os dados introduzidos.





**Figura 6.6 - Diagrama de desempenho do motor BMW K75**

O diagrama de desempenho apresentado na Figura 6.6, demonstra o aumento do consumo com a redução da carga ( $pme$ ) devido ao aumento das perdas por bombagem resultantes do fecho da válvula do acelerador e com o aumento da velocidade devido ao aumento das perdas por atrito (Figura 6.7). As perdas por atrito do motor BMW K75, apresentadas pela curva da Figura 6.7, foram determinadas pela equação 2.15.



**Figura 6.7 – Potência por atrito, consumida no motor BMW K75**

Na Figura 6.6, foram traçadas 6 curvas de igual potência (13, 15, 17, 33, 35 e 37 kW) de forma a se poder estimar o consumo específico para as potências desejadas do projeto nos dois pontos propostos para o funcionamento do motor BMW K75 em ciclo sobre-expandido, 15 kW às 3500 rpm e 35 kW às 7000 rpm, para mais tarde por comparação com os resultados obtidos para o motor BMW K75 em ciclo de Miller se determinar o aumento de eficiência alcançado.

Por comparação entre o diagrama de desempenho do motor BMW K75 com as linhas de igual potência ao longo da rotação, como se pode observar pela Figura 6.6, verifica-se que para o ponto de funcionamento a baixa velocidade (aproximadamente 15 kW às 3500 rpm) o consumo específico está situado num intervalo entre os 310g/kWh e os 350g/kWh. Por sua vez, o segundo ponto de funcionamento desejado para o projeto (aproximadamente 35 kW às 7000 rpm) apresenta um consumo específico situado entre os 365g/kWh e os 400g/kWh.

Sendo possível manter a potência desejada de 35 kW, para o funcionamento do motor em ciclo sobre-expandido a uma velocidade inferior às 7000 rpm, o rendimento esperado será superior uma vez que por análise ao diagrama de desempenho do motor BMW K75, original, verifica-se uma diminuição do consumo específico com a diminuição da rotação, para as curvas de iguais potências de 33, 35 e 37 kW, aproximando-se do intervalo de consumo específico para o ponto de funcionamento a baixa velocidade.

## **7 ALTERAÇÃO DO MOTOR BMW K75**

---



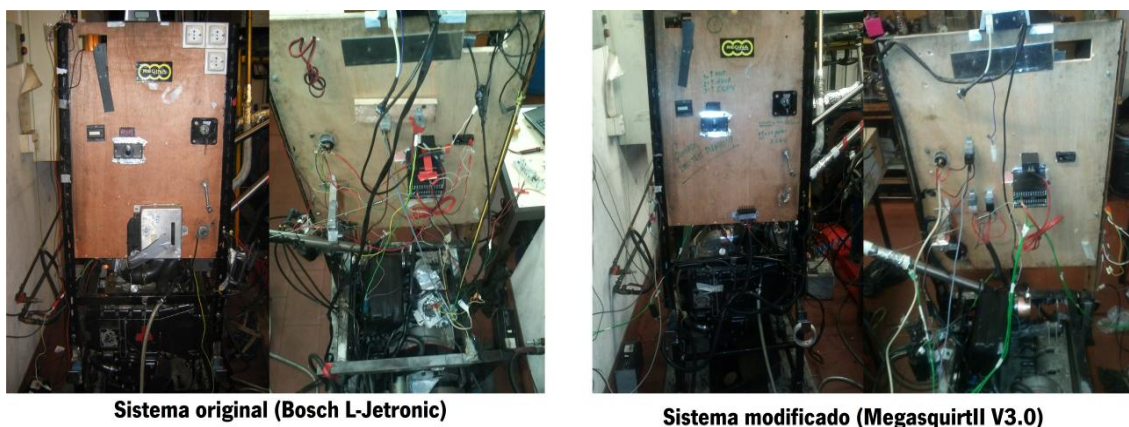
## 7 ALTERAÇÃO DO MOTOR BMW K75

A alteração física do motor BMW K75 iniciou-se com a instalação da nova cablagem destinada ao seu novo sistema de controlo eletrónico. Contudo, mais não foi possível fazer do que analisar os resultados produzidos dessa alteração. Desde logo as limitações de tempo do projeto, acrescendo o facto de este motor ser objeto de dois trabalhos distintos a decorrer em simultâneo, condicionaram fortemente a execução desta etapa. Também todas as dificuldades experimentadas, já anteriormente documentadas, contribuíram em grande parte para o atraso dos trabalhos na medida em que algumas intervenções não poderiam ser iniciadas sem estarem concluídas/solucionadas outras.

Ainda assim se procedeu à elaboração do plano de trabalhos para as alterações mecânicas do motor que a seguir se apresenta, encontrando-se este pronto a ser executado logo que se reúnam as condições necessárias para tal.

### 7.1 INSTALAÇÃO DO NOVO SISTEMA DE CONTROLO ELETRÓNICO

No final da realização dos testes ao motor BMW K75 original, procedeu-se à alteração do modo de gestão eletrónico ao trocar o sistema de controlo eletrónico original (Bosch L-jetronic) por um sistema MegasquirtII V3.0, concebido pelo colega Armando Alves do Mestrado de Engenharia Mecatrónica no seu trabalho de dissertação. (Figura 7.1)

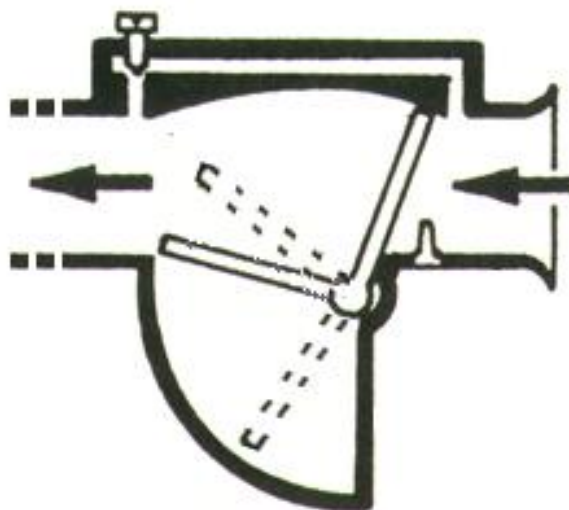


**Figura 7.1 – Sistema de controlo eletrónico Bosch L-jetronic e Megasquirt II V3.0**

A alteração do sistema de gestão do motor deveu-se à impossibilidade de alteração dos mapas de injeção e de autocorreção dos valores da injeção de combustível para garantir a mistura ar/combustível desejada, utilizando o sistema de gestão do motor original, e à

necessidade de um outro sistema de medição do caudal de ar admitido fundamental para a modificação do ciclo de funcionamento do motor (Otto para Miller).

O funcionamento do motor em ciclo de Miller, no modo LVC, expulsa parte da mistura admitida durante o tempo de compressão do motor, quando este funciona a baixa rotação (<4500 rpm). O sistema de medição de caudal de ar original do motor (Bosch L-Jetronic) não permitia a expulsão de parte da mistura admitida devido ao prato de medição só ter uma orientação para a abertura (no sentido do coletor de admissão para o motor). (Figura 7.2)



**Figura 7.2 - Medidor de caudal de ar (Bosch L-Jetronic)**

Podia-se optar por um sistema de medição do caudal de ar por fio quente, contudo esta escolha não era eficaz uma vez que apesar de permitir a expulsão de parte da mistura admitida, esta não distinguia o sentido de escoamento da mistura contabilizando sempre a mistura expulsa como sendo admitida.

Por fim, optou-se pelo controlo da quantidade de combustível a injetar através de um sistema de controlo Alpha-N, que utiliza a medição da temperatura e pressão do ar ambiente e adequa a injeção de combustível através de um mapa pré programado da eficiência volumétrica em função da rotação e posição do acelerador, autocorrigido pelos valores medidos através de uma sonda lambda *wide-band*.

Para tal foi necessário retirar o medidor de caudal de ar antigo e adaptar um sensor de temperatura no canal de admissão, conforme se pode observar pela Figura 7.3.



**Figura 7.3 - Adaptação do canal de admissão para colocação do sensor de temperatura do ar admitido**

A medição da pressão do ar ambiente é feita pela própria centralina que já traz incorporado um sensor de pressão atmosférico.

Uma vez que o sensor de posição do acelerador no sistema de gestão do motor original possuía apenas três estados de funcionamento (posição de ralenti, acelerador parcialmente aberto e acelerador totalmente aberto) foi necessário proceder a troca deste por um sensor de posição do acelerador de variação contínua (potenciômetro).

## **7.2 ALTERAÇÕES MECÂNICAS DO MOTOR BMW K75**

As alterações mecânicas do motor BMW K75 não foram efetuadas pelos motivos já apresentados no parágrafo introdutório deste capítulo, no entanto foi elaborado um plano de trabalhos com as alterações necessárias para a modificação do ciclo de funcionamento do motor.

A alteração do ciclo de funcionamento original, ciclo de Otto, para um ciclo de funcionamento mais eficiente, ciclo de Miller, deverá ser futuramente efetuada tendo como base os diferentes casos de estudo/combinções anteriormente apresentados no capítulo 3.

Será assim necessário proceder ao rebaixamento do bloco do motor para alteração da taxa de compressão, bem como substituir as árvores de cames originais pelas árvores de cames modificadas, as quais foram já projetadas e fabricadas no âmbito de trabalhos realizados nos anos anteriores, para variação da relação de expansão.

### 7.2.1 Rebaixamento do bloco

Para variação da taxa de compressão do motor BMW K75, é necessário alterar o volume da câmara de combustão. Neste motor tal consegue-se rebaixando o bloco do motor, obrigando a culassa a descer em relação ao topo do pistão no PMS, reduzindo o volume da câmara de combustão.

Como se pretende testar várias taxas de compressão para o ciclo de Miller, tendo como base os casos de estudo apresentados no capítulo 3, é necessário proceder ao rebaixamento do bloco para a taxa de compressão máxima pretendida e utilizar juntas da culassa de espessura variável para as restantes.

Foram fabricadas por uma empresa através de corte por laser, três juntas da culassa de espessuras diferentes (0,5; 1,0; 2,0 mm). O intervalo de espessuras deveu-se à empresa não ter chapas em *stock* de outras espessuras, o que iria resultar em juntas muito mais dispendiosas. (Figura 7.4)

As dimensões exatas para as juntas novas foram asseguradas e obtidas através de um processo de digitalização da junta antiga, efetuado pela empresa.



**Figura 7.4 - Junta da culassa original (a) e juntas da culassa de espessura variável (b - 0,5mm; c – 1,0mm; d – 2,0mm)**

Pela análise aos casos de estudo apresentados no capítulo 3, a taxa de compressão máxima (21,0:1) obtida pelo caso A, obriga a um rebaixamento do bloco de 3,5 mm contando com a espessura da junta original (1,7mm). De forma a evitar um rebaixamento exagerado do bloco, ao invés de se usar uma junta de espessura igual à original usar-se-á uma junta de espessura inferior, neste caso a junta da culassa nova de 0,5 mm, permitindo desde logo um rebaixamento de 1,2 mm sem necessidade de desbaste do bloco.

Posto isto, para a taxa de compressão máxima (21,0:1) será só necessário um rebaixamento do bloco de 2,3mm que com o uso da junta da culassa de 0,5mm se perfaz os

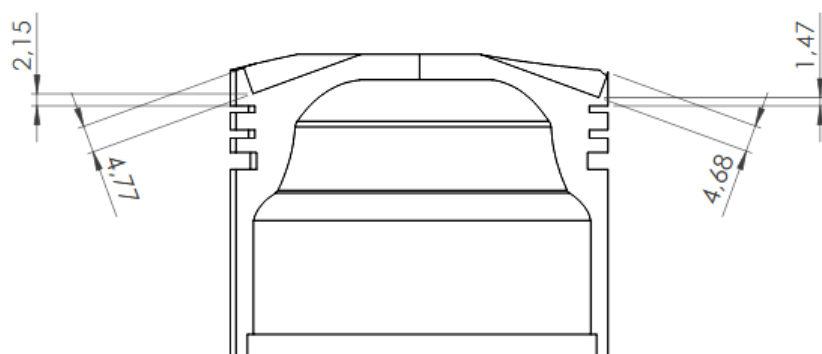


3,5mm de rebaixamento obtidos para o caso A. Para o rebaixamento do bloco de 2,3mm, ao utilizar a junta da culassa de 1,0mm de espessura obtém-se uma taxa de compressão de 18,5:1, empregando a junta da culassa de 1,5mm obtém-se uma taxa de compressão de 16,6:1 e utilizando a junta da culassa de 2mm consegue-se uma taxa de compressão de 15,0:1.

Todavia, ao rebaixar o bloco tem-se de ter especial atenção ao pistão quando posicionado no PMS uma vez que este pode bater na própria câmara de combustão, danificando-se o pistão e a câmara, ou bater nas válvulas de escape e admissão aquando do cruzamento de válvulas, podendo estas ficarem empenadas.

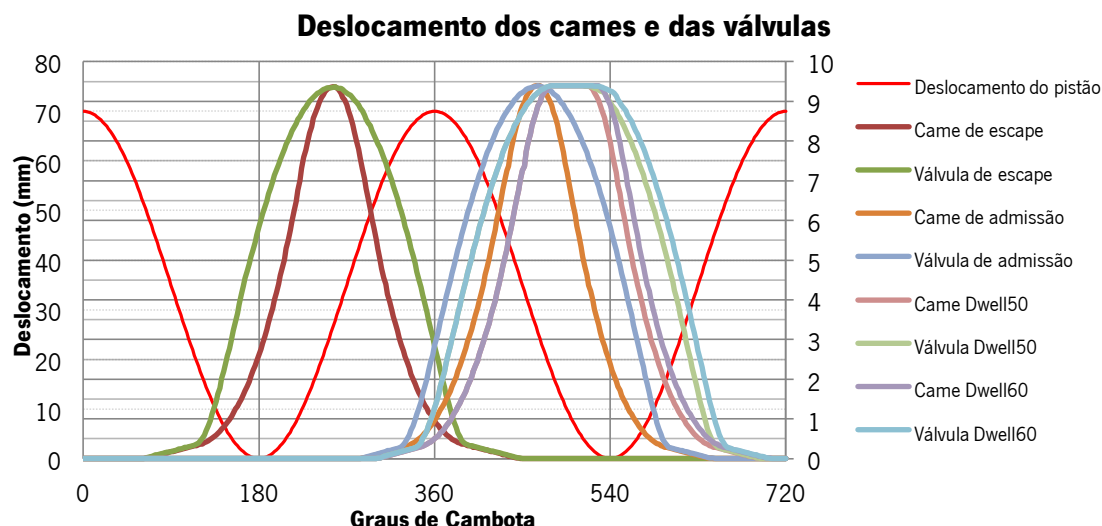
Para rebaixar 3,5 mm ao bloco será necessário desbastar o topo do pistão para que este não se inutilize nem danifique a câmara de combustão. Tal não é impedimento, uma vez que o pistão apresenta uma dimensão superior a 3,5 mm, desde de a extremidade mais baixa do topo do pistão até ao segmento de compressão, podendo ser facejado para se adaptar à câmara de combustão.

Por outro lado, o cruzamento de válvulas existente quando o pistão se encontra no PMS torna-se num problema mais grave. O cruzamento de válvulas acontece para um deslocamento das válvulas de escape e admissão de 2,85 mm (ver Figura 3.17 e anexo E) e sendo as cavidades para as válvulas no pistão de aproximadamente 4,6 mm de profundidade, só se poderá rebaixar o bloco em 1,75 mm aproximadamente, utilizando os cames originais.



**Figura 7.5 - Vista em corte, pelo centro das cavidades das válvulas, do pistão BMW K75 (dimensões apresentadas em mm)**

Uma vez que os cames Dwell 50 e 60 utilizados nos casos de estudo atrasam a abertura das válvulas de escape em 15°, o cruzamento de válvulas desce de 2,85mm para 2,0mm sendo assim possível rebaixar 2,6 mm ao bloco do motor. (Figura 7.6)

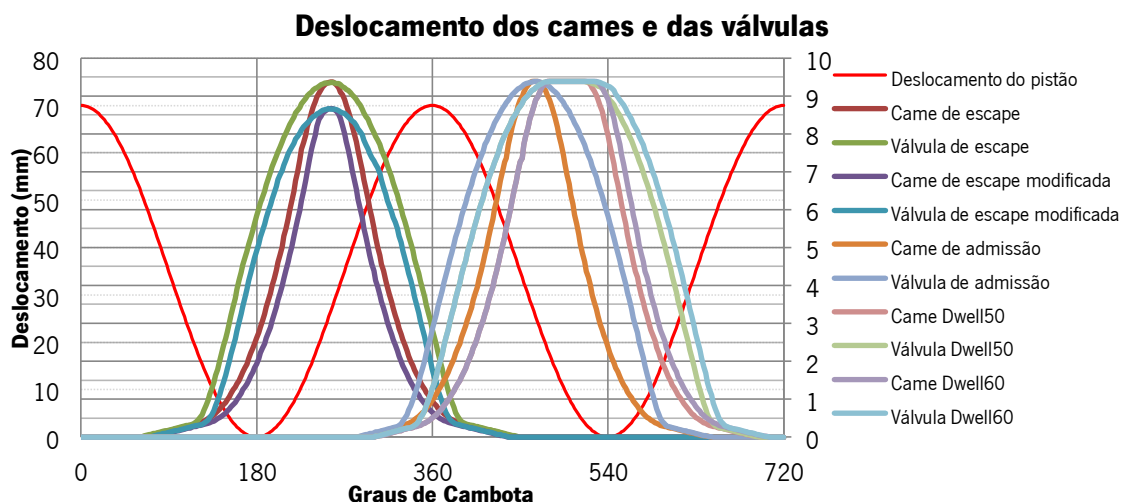


**Figura 7.6 - Deslocamentos dos cames e das válvulas de admissão e escape originais e as Dwell 50 e 60 em função do ângulo da cambota**

Contudo é necessário um rebaixamento de 3,5mm faltando 0,9 mm para tal. Assim torna-se necessário perfurar as cavidades do pistão mais 0,9mm, em relação ao plano de inclinação da cavidade. Isto é possível uma vez que o pistão tem uma margem de 1,47 mm (Figura 7.5) até à ranhura do segmento de compressão, no entanto a espessura delimitada pelo plano inclinado da cavidade e pela ranhura para o segmento de compressão seria de 0,69 mm.

A reduzida espessura entre a cavidade para a válvula e a ranhura para o segmento de compressão, com a elevada pressão aquando da explosão da mistura, poderia conduzir a fratura ou empeno da extremidade do pistão causando diversos problemas mecânicos. Assim, foi pensado um novo perfil para o came de escape que permitisse reduzir, ainda mais, o cruzamento de válvulas e sendo ao mesmo tempo capaz de aumentar a expansão dos gases de escape.

Foi projetado um came de escape com um atraso na abertura de  $10^\circ$  e um avanço no fecho de  $10^\circ$ , mantendo o mesmo perfil das curvas de subida, inversão e descida de forma a conservar as características originais. Isto originou que o deslocamento máximo da válvula de escape fosse reduzido 1,0mm e a redução do cruzamento de válvulas em 1,35 mm face ao original. (Figura 7.7)



**Figura 7.7 - Deslocamentos dos cames e das válvulas de admissão e escape, originais e alteradas, em função do ângulo da cambota**

O cruzamento de válvulas, ao utilizar a came de escape modificada em conjunto com as Dwell 50 ou 60, possibilita o rebaixamento do bloco em 3,1 mm sem necessidade de alterar a profundidade da cavidade para as válvulas. Para se conseguir rebaixar 3,5 mm, é necessário aumentar a profundidade das cavidades para as válvulas em 0,4 mm, resultando numa diminuição da espessura, delimitada pelo plano inclinado da cavidade e pela ranhura para o segmento de compressão, de 1,47 mm para 1,12 mm (aproximadamente duas vezes superior a espessura obtida sem utilização da came de escape modificada, resultando numa maior resistência para o pistão).

### 7.2.2 Substituição das árvores de cames

Para concluir qual a relação de expansão mais proveitosa para o projeto, ou seja, a relação de expansão que se obterá melhor rendimento ou consumo específico para as 3500 rpm, foram projetadas e fabricadas duas árvores de cames, Dwell 50 e Dwell60. (Figura 7.8)



**Figura 7.8 - Árvore de cames Dwell 50, original e Dwell 60 (da esquerda para a direita)**

A utilização das árvores de cames Dwell 50 e 60, obriga a antecipadamente marcar um ponto para o correto alinhamento da distribuição do motor.

A marcação desse ponto é obtida por observação do gráfico da Figura 7.7 e comparação entre a posição da árvore de cames originais, quando o pistão mais próximo do volante do motor se encontra no PMS, e a posição para os cames Dwell 50 e 60.

## **8 CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO**

---



## 8 CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

Este capítulo será dividido em duas partes, uma referente às conclusões obtidas pela resolução deste trabalho e outro relativo a propostas para a continuação do projeto futuramente.

### 8.1 CONCLUSÕES

O projeto não foi dado como concluído, derivado aos vários problemas encontrados contudo solucionados, no entanto as condições para o projeto foram melhoradas e conduzidas para que a finalização do projeto se realizem de forma menos dificultada e mais rápida.

Contudo apesar dos resultados obtidos não permitirem, presentemente, verificar experimentalmente as melhorias resultantes da alteração do ciclo de funcionamento do motor BMW K75, é possível concluir teoricamente as melhorias esperadas para o motor. Todavia os testes realizados no ciclo de funcionamento original permitirão, futuramente, a comparação de resultados e interpretação das melhorias obtidas pela alteração do ciclo de funcionamento de Otto para o de Miller.

Pelo modelo teórico realizado no presente trabalho, concluiu-se que os perfis de cames projetados em anos anteriores atrasavam demasiado o fecho da válvula de admissão (característico do ciclo de Miller), expulsando demasiada massa de ar resultando numa baixa taxa de compressão retida, não proporcionando o aumento de rendimento desejado. A diminuição da taxa de compressão retida para a mesma taxa de compressão geométrica proporciona o aumento da relação de expansão reduzindo o rendimento.

Verificou-se que será necessário um sistema de redução da massa de ar admitida para o segundo ponto de funcionamento (7000 rpm) uma vez que a eficiência volumétrica a estas rotações causa um aumento da taxa de compressão retida para valores superiores a 12:1, propiciando a ocorrência de knock, sendo necessário a introdução de um sistema capaz de regular a abertura da borboleta de admissão de forma a introduzir uma perda de pressão no canal de admissão, reduzindo a massa de ar admitida e consequentemente os valores da taxa de compressão retida para valores funcionais.

Para o perfil do came Dwell 60 o aumento percentual de rendimento é inferior a 7%, existindo um ponto de funcionamento (taxa de compressão de 16,6:1) que piora o rendimento face ao ciclo de funcionamento original para as mesmas condições de rotação e binário. Só com o came Dwell 50 se verifica uma melhoria percentual significativa no rendimento do motor,

superior a 10%, chegando mesmo a melhorias superiores a 20% para as três taxas de compressão diferentes (16,6:1; 18,5:1; 21,0:1).

A configuração que proporciona maior rendimento (um aumento de 24,4%), utilizando os cames projetados em anos anteriores, é a de perfil do came de admissão Dwell 50 combinado com um rebaixamento do bloco de 3,5mm (21,0:1). Apesar do aumento de rendimento com a utilização do came Dwell 50, este não garante a potência desejada pelo projeto (15 kW) às 3500 rpm, ficando aproximadamente 2 kW abaixo para a configuração que proporciona máxima potência. A utilização do came Dwell 60 é ainda pior, pois não permite atingir uma potência superior a 10 kW.

Foram estudados mais dois perfis de cames com menor atraso no fecho da admissão (Dwell 40 e 30) que assegura a potência desejada para o projeto às 3500 rpm e proporcionam melhorias de rendimento superiores a 20 %.

A utilização do came Dwell 40 garante a maior melhoria de rendimento, cerca de 27,8% de melhoria percentual, face ao ciclo original de Otto para a mesma velocidade e binário.

Para uma taxa de compressão retida inferior a 12:1 (limitada pela ocorrência de knock), a utilização dos cames Dwell 50 e 60 necessitam de um rebaixamento do bloco máximo de 3,5mm para garantirem o máximo rendimento, sendo que o came Dwell 40 garante uma melhoria maior de rendimento para um rebaixamento menor (rebaixamento máximo de 3mm).

O rebaixamento menor, proporcionado pelo came Dwell 40, é vantajoso uma vez que não é necessário um desbaste da cabeça do pistão tão elevado, não fragilizando a resistência do pistão à explosão.

O rebaixamento máximo necessário de 3,5mm obriga a um desbaste das extremidades dos pistões para garantir que este não bata na câmara de combustão e das cavidades das válvulas existentes no topo do pistão para não se empenarem nem partirem as válvulas e o próprio pistão. É necessário aprofundar as cavidades das válvulas, no mesmo plano de inclinação, aproximadamente 0,9 mm para utilização das árvores de cames de admissão Dwell 50 e 60 em conjunto com a árvore de cames de escape original, reduzindo a espessura do pistão significativamente.

Foi pensada um perfil de came de escape que atrasava a abertura e adiantava o fecho da válvula de escape 10° permitindo uma diminuição do cruzamento de válvulas e uma maior



sobre-expansão dos gases de escape. A redução do cruzamento de válvulas reduz a profundidade de desgaste da cavidade das válvulas em 0,5 mm permitindo o aumento da espessura do pistão e da sua resistência às explosões da mistura.

A preparação laboratorial permitiu elaborar um mapa de soluções para problemas encontradas ao longo do trabalho, tanto a nível do motor como do próprio freio hidráulico utilizado, útil para diagnosticar e solucionar problemas em trabalhos futuros.

Verificou-se que alguns componentes do motor BMW K75 acusam algum desgaste, sendo importante a aquisição de novos componentes para posterior substituição rápida (sem necessidade de tempo de espera relativo à encomenda e transporte) em caso de dano ou avaria.

Também se concluiu que devido às vibrações, características dos motores de combustão interna, e constantes processos de montagem e desmontagem dos componentes do motor e do freio hidráulico para diagnosticar os problemas detetados e resolvê-los, os furos roscados foram-se deteriorando sendo necessário em trabalhos futuros a verificação das roscas e se necessário a efetuação de novos furos roscados.

Concluiu-se também que nos testes realizados a medição do caudal de combustível gasto foi de difícil realização, devido à balança de alta precisão registar qualquer tipo de vibração ou oscilação do depósito, necessitando-se de em trabalhos futuros isolar ao máximo o suporte da balança e o depósito de qualquer tipo de vibração ou oscilação. Uma das soluções poderia passar pela colocação da balança em suspenso num suporte fixo ao teto do laboratório, isolando-a assim de qualquer tipo de vibração proveniente de vibrações transmitidas do motor para o chão.

Dos ensaios realizados, as conclusões possíveis de se obter são escassas na medida em que presentemente não foi possível a alteração e realização dos testes para o novo ciclo de funcionamento, pelos motivos já apresentados. No entanto, os resultados obtidos permitiram concluir que os valores experimentais se encontram próximos dos obtidos pelo modelo teórico para o motor em ciclo Otto e futuramente podem ser base de comparação para os testes realizados no novo ciclo de funcionamento (ciclo de Miller).

Para o ensaio do motor BMW K75 em *full-throttle* obtiveram-se as curvas características do motor idênticas às apresentadas pelo fabricante e um rendimento total do motor de aproximadamente 29,3%, muito próximo do obtido pelo modelo teórico (28,1%). Sendo, às 3500

RPM a *full-throttle* obtido um rendimento de 26,8%, aproximadamente idêntico ao obtido pelo modelo teórico (26,5%).

Em carga parcial o motor BMW K75 às 3500 rpm para o mesmo binário que o esperado pela utilização dos cames Dwell 50 e 60 a *full-throttle* (aproximadamente 35N.m), obteve-se dos ensaios um rendimento de aproximadamente 24%, sendo pelo modelo teórico apresentado um rendimento de aproximadamente 22%.

Através da comparação entre os resultados obtidos pelos ensaios e os esperados pelo modelo teórico conclui-se que o modelo teórico reproduz aproximadamente os resultados esperados pelos ensaios práticos.

## **8.2 TRABALHO FUTURO**

É em tudo vantajoso proceder a continuação do trabalho desenvolvido até aqui neste projeto. Uma vez que não foi possível concluir o projeto por diversos motivos relatados ao longo deste relatório (as condições iniciais do projeto, os problemas contínuos com o motor escolhido para o projeto assim como com a instalação experimental, o tempo ocupado com a resolução de problemas, a necessidade de partilha de material com outros projetos, entre muito mais coisas), serão propostas etapas para a conclusão e melhoramento do projeto. Sendo elas:

- Proceder ao rebaixamento do bloco e colocar os cames de admissão fabricadas (Dwell 50 e 60) para a alteração do ciclo de funcionamento do motor;
- Realização dos testes com o motor alterado e comparação com os valores obtidos por ensaio com o motor BMW K75 original;
- Sistema de medição do caudal de combustível mais eficaz e menos suscetível a vibrações;
- Utilização de um dinamómetro mais estável e capaz de travar o motor em toda a faixa de rotações eficazmente;
- Fabrico da árvore de cames de escape projetada para reduzir o cruzamento de válvulas e aumentar a sobre-expansão dos gases de escape;
- Fabrico da árvore de cames de admissão que proporciona maior rendimento, Dwell 40, e realização dos testes para posterior comparação.

- Aquisição de um motor BMW K75 de centro de abate para existência de peças em *stock* para rápida substituição em caso de danos.



## REFERÊNCIAS

---



## REFERÊNCIAS

- [1] J. J. D. Domingos, “<http://jddomingos.ist.utl.pt/>,” [Online]. Available: <http://jddomingos.ist.utl.pt/EnergiasRenovaveis/DaCriseAsOportunidadesEnergiasRenovaveis.pdf>. [Acedido em 14 Abril 2013].
- [2] E. Lobão, “<http://mme.gov.br/mme/>,” [Online]. Available: [http://mme.gov.br/mme/galerias/arquivos/Artigs/A\\_crise\\_do\\_petrleo\\_e\\_os\\_biocombustveis.pdf](http://mme.gov.br/mme/galerias/arquivos/Artigs/A_crise_do_petrleo_e_os_biocombustveis.pdf). [Acedido em 14 Abril 2013].
- [3] European Environment Agency, “Energy and Environment report 2008,” European Environment Agency, Copenhagen, 2008.
- [4] European Environment Agency, “<http://www.eea.europa.eu/>,” [Online]. Available: <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/final-energy-consumption-by-sector-6>. [Acedido em 2013 Abril 15].
- [5] BP Statistical Review of World Energy, “BP Statistical Review of World Energy June 2012,” BP Statistical Review of World Energy, Londres, 2012.
- [6] Nações Unidas, *Protocolo De Kyoto De La Convención Marco De Las Naciones Unidas Sobre El Cambio Climático*, 1998.
- [7] J. J. Martins e B. S. Ribeiro, “DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO DE MOTOR SOBRE-EXPANDIDO – análise,” em *8º CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA*, Cusco, 2007.
- [8] I. INE, “Estatísticas dos Transportes 2011,” Instituto Nacional de Estatística, I.P., Lisboa, 2012.
- [9] E. C. Eurostat, “Energy, transport and environment indicators,” European Union, Luxembourg, 2012.

- [10] European Automobile Manufacturers' Association (ACEA), "<http://www.acea.be/>," [Online]. Available:  
[http://www.acea.be/index.php/news/news\\_detail/tough\\_co2\\_targets\\_for\\_auto\\_industry\\_in\\_difficult\\_economic\\_times](http://www.acea.be/index.php/news/news_detail/tough_co2_targets_for_auto_industry_in_difficult_economic_times). [Acedido em 2013 Abril 15].
- [11] J. Ribau, C. Silva, F. P. Brito e J. Martins, "Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles," *Energy Conversion and Management*, 2012.
- [12] M. Weiss, M. K. Patel, M. Junginger, A. Perujo, P. Bonnel e G. van Grootveld, "On the electrification of road transport - Learning rates and price forecasts for hybrid-electric and battery-electric vehicles," *Energy Policy*, 2012.
- [13] B. M. Al-Alawi e T. H. Bradley, "Review of hybrid, plug-in hybrid, and electric vehicle market modeling studies," *Renewable and Sustainable energy Reviews*, 2013.
- [14] Tennen-Gas, "[http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Nissan\\_Leaf\\_012.JPG](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Nissan_Leaf_012.JPG)," 23 Outubro 2009. [Online]. Available:  
[https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/40/Nissan\\_Leaf\\_012.JPG](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/40/Nissan_Leaf_012.JPG). [Acedido em 15 Abril 2013].
- [15] K. G. Hoyer, "The history of alternative fuels in transportation: The case of electric and hybrid cars," *Utilities Policy*, 2007.
- [16] O. P. van Vliet, T. Kruithof, W. C. Turkenburg e A. P. Faaij, "Techno-economic comparison of series hybrid, plug-in hybrid, fuel cell and regular cars," *Journal of Power Sources*, 2010.
- [17] "Hybrid electric vehicle - Wikipedia, the free encyclopedia," [Online]. Available:  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid\\_electric\\_vehicle](http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_electric_vehicle). [Acedido em 27 Maio 2013].
- [18] "MOBI.E Electro Mobility management entity," [Online]. Available:  
<http://www.mobie.pt/en/mobie>. [Acedido em 28 Maio 2013].
- [19] BMW company, Repair Manual K75 – K100 LT, 1988.



- [20] J. Martins, Motores de Combustão Interna (3ª edição), Maia: Publindústria, Edições Técnicas, 2011.
- [21] B. R. d. S. Ribeiro, “Thermodynamic optimisation of spark ignition,” Guimarães, 2006.
- [22] P. M. C. Correia, “Desenvolvimento de motor de combustível Dual,” Guimarães, 2011.
- [23] “Miller cycle - Wikipedia, the free encyclopedia,” [Online]. Available: [http://en.wikipedia.org/wiki/Miller\\_cycle](http://en.wikipedia.org/wiki/Miller_cycle). [Acedido em 27 Julho 2013].
- [24] “Variable compression ratio - Wikipedia, the free encyclopedia,” [Online]. Available: [http://en.wikipedia.org/wiki/Variable\\_compression\\_ratio](http://en.wikipedia.org/wiki/Variable_compression_ratio). [Acedido em 20 Agosto 2013].
- [25] “Saab Variable Compression Engine - AutoWeb News,” [Online]. Available: [http://www.autoweb.com.au/cms/A\\_52244/title\\_Saab-Variable-Compression-Engine/newsarticle.html](http://www.autoweb.com.au/cms/A_52244/title_Saab-Variable-Compression-Engine/newsarticle.html). [Acedido em 20 Agosto 2013].
- [26] “Moteur MCE-5 - Wikipédia,” [Online]. Available: [http://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur\\_MCE-5](http://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_MCE-5). [Acedido em 20 Agosto 2013].
- [27] “Variable Compression Ratio Piston-Crank System - Nissan,” [Online]. Available: <http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/vcr.html>. [Acedido em 22 Agosto 2013].
- [28] M. P. Joshi e A. V. Kulkarni, “Variable compression ratio (vcr) engine - a review of future power plant for automobile,” *IJMERD*, 2012.
- [29] M. Roberts, “Benefits and Challenges of Variable Compression Ratio (VCR) - Prodrive Ltd,” [Online]. Available: <http://www.prodrive.com/up/vcr.pdf>. [Acedido em 2013 Agosto 22].
- [30] “VANOS - Wikipedia, the free encyclopedia,” [Online]. Available: <http://en.wikipedia.org/wiki/VANOS>. [Acedido em 22 Agosto 2013].
- [31] “Beisan Systems Vanos Kits - BMWFanatics,” [Online]. Available: <http://www.bmwfanatics.co.za/showthread.php?tid=38342>. [Acedido em 22 Agosto 2013].

- [32] “<http://marine.honda.com/why/vtec>,” [Online]. Available: <http://marine.honda.com/why/vtec>. [Acedido em 22 Agosto 2013].
- [33] “Valvetronic - BMW,” [Online]. Available: <http://www.e-auto.com.mx/enew/index.php/boletines-tecnicos/general/85-boletines-tecnicos/2239-valvetronic-bmw>. [Acedido em 22 Agosto 2013].
- [34] “ [TÉCNICA] Turbos e Compressores,” [Online]. Available: <http://www.pcdiga.net/showthread.php?t=17697>. [Acedido em 25 Outubro 2013].
- [35] “Howstuffworks "Turbocharger Design",” [Online]. Available: <http://auto.howstuffworks.com/turbo2.htm>. [Acedido em 25 Outubro 2013].
- [36] Y. Wang, L. Lin, S. Zeng, J. Huang, A. P. Roskilly, Y. He, X. Huang e S. Li, “Application of the Miller cycle to reduce NOx emissions from petrol engines,” *Applied Energy*, 2008.
- [37] “The Atkinson (And Miller Cycle) Engines – Not Exactly What They Started Out To Be,” [Online]. Available: <http://www.curbsideclassic.com/blog/the-atkinson-and-miller-cycle-engines-not-exactly-how-they-started-out-to-be/>. [Acedido em 25 Outubro 2013].
- [38] R. N. d. Melo, “Fabrico de motor,” Guimarães, 2009.
- [39] “Late intake valve closing | LIVC | Early intake valve closing | EIVC |,” [Online]. Available: <http://www.mechadyne-int.com/wa-reference/intake-valve-closing-strategies>. [Acedido em 23 Outubro 2013].
- [40] “Mazda Millenia - Wikipedia, the free encyclopedia,” [Online]. Available: [http://en.wikipedia.org/wiki/Mazda\\_Millenia](http://en.wikipedia.org/wiki/Mazda_Millenia). [Acedido em 20 Outubro 2013].
- [41] “Mazda develops new NA 1.3L Miller-cycle engine for Mazda2/Demio - Autoblog,” [Online]. Available: <http://www.autoblog.com/2007/05/31/mazda-develops-new-na-1-3l-miller-cycle-engine-for-mazda2-demio/>. [Acedido em 20 Outubro 2013].

- [42] “Toyota Prius - Wikipedia, la enciclopedia libre,” [Online]. Available: [http://es.wikipedia.org/wiki/Toyota\\_Prius](http://es.wikipedia.org/wiki/Toyota_Prius). [Acedido em 20 Outubro 2013].
- [43] J. P. F. Fernandes, “Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos com Recurso a Meios Computacionais,” Guimarães, 2000.
- [44] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
- [45] W. J. D. Annand e G. E. Roe, Gas Flow in the Internal Combustion Engine, Haessner publ., 1974.
- [46] BMW AG Motorcycle Division, Repair Manual BMW K100, 1999.
- [47] Go Power Systems, “Go Power System - D-100,” 2007. [Online]. Available: <http://gopowersystems.com/images/stories/gopowersystems/d-100.pdf>. [Acedido em 07 Outubro 2013].



## **ANEXO A**

### **RESULTADOS DO MODELO TEÓRICO**

---



## ANEXO A – RESULTADOS DO MODELO TEÓRICO

Na Tabela A. 1 é apresentado os resultados obtidos pelo modelo teórico para os diferentes casos de estudo, sendo apresentado graficamente estes resultados na Figura A. 1, Figura A. 2, Figura A. 3, Figura A. 4, Figura A. 5, Figura A. 6, Figura A. 7 e Figura A. 8.

**Tabela A. 1 – Resultados do modelo teórico para os diversos casos de estudo**

Caso de estudo	Corte ao bloco (mm)	RPM	TC geo	TC retida	$\sigma$	Binário (N.m)	Potência (kW)	Rendimento	Melhorias
Original	0	3500	10,6	9,8	1,1	57,0	20,9	26,5%	-
Original (parcial)	0	3500	10,6	7,1	1,5	34,8	12,8	21,9%	-
Dwell 60	2,5	3500	16,6	7,6	2,2	23,2	8,5	21,1%	-3,8%
Dwell 60	3,0	3500	18,5	8,4	2,2	24,7	9,1	22,9%	4,3%
Dwell 60	3,5	3500	21,0	9,3	2,3	25,2	9,2	23,3%	6,4%
Dwell 50	2,5	3500	16,6	9,1	1,8	32,2	11,8	24,4%	11,5%
Dwell 50	3,0	3500	18,5	10,0	1,8	34,6	12,7	26,6%	21,4%
Dwell 50	3,5	3500	21,0	11,2	1,9	34,9	12,8	27,3%	24,4%
Dwell 40	2,0	3500	15,0	9,6	1,6	41,0	15,0	26,8%	22,2%
Dwell 40	2,5	3500	16,6	10,5	1,6	41,4	15,2	27,4%	24,9%
Dwell 40	3,0	3500	18,5	11,6	1,6	41,9	15,4	28,0%	27,8%
Dwell 40	3,5	3500	21,0	13,0	1,6	42,5	15,6	28,7%	31,0%
Dwell 30	2,0	3500	15,0	10,7	1,4	45,0	16,5	26,0%	18,6%
Dwell 30	2,5	3500	16,6	11,7	1,4	45,5	16,7	26,6%	21,3%
Dwell 30	3,0	3500	18,5	12,9	1,4	46,1	16,9	27,2%	24,1%
Dwell 30	3,5	3500	21,0	14,5	1,4	46,8	17,2	27,9%	27,2%
Dwell 60	2,5	7000	16,6	10,2	1,6	41,8	30,6	28,3%	-
Dwell 60	3,0	7000	18,5	11,3	1,6	44,6	32,7	30,6%	-
Dwell 60 ( $\epsilon_{ret}$ limitada)	3,5	7000	21,0	12,0	1,75	42,6	31,2	29,2%	-
Dwell 50	2,5	7000	16,6	11,4	1,5	51,1	37,5	31,2%	-
Dwell 50 ( $\epsilon_{ret}$ limitada)	3,0	7000	18,5	12,0	1,5	49,4	36,2	30,4%	-
Dwell 50 ( $\epsilon_{ret}$ limitada)	3,5	7000	21,0	12,0	1,75	42,9	31,5	26,7%	-

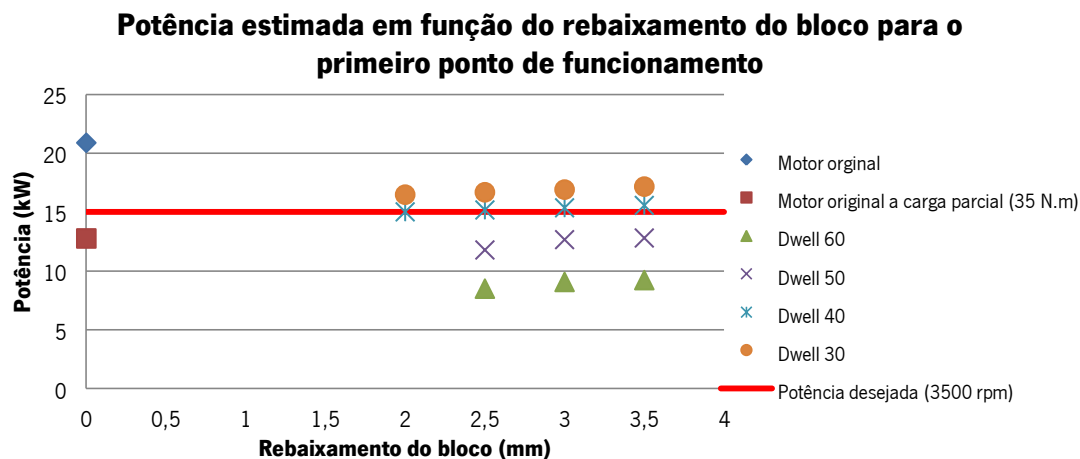


Figura A. 1 – Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco

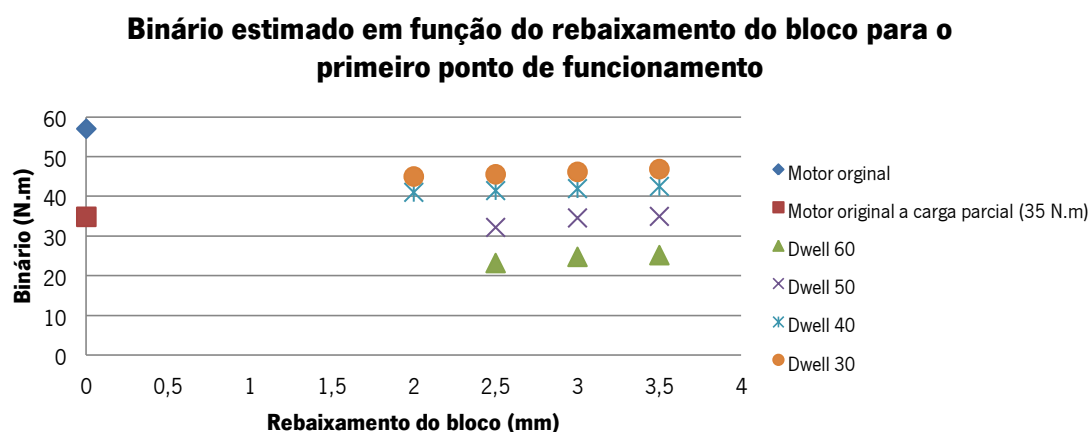


Figura A. 2 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco

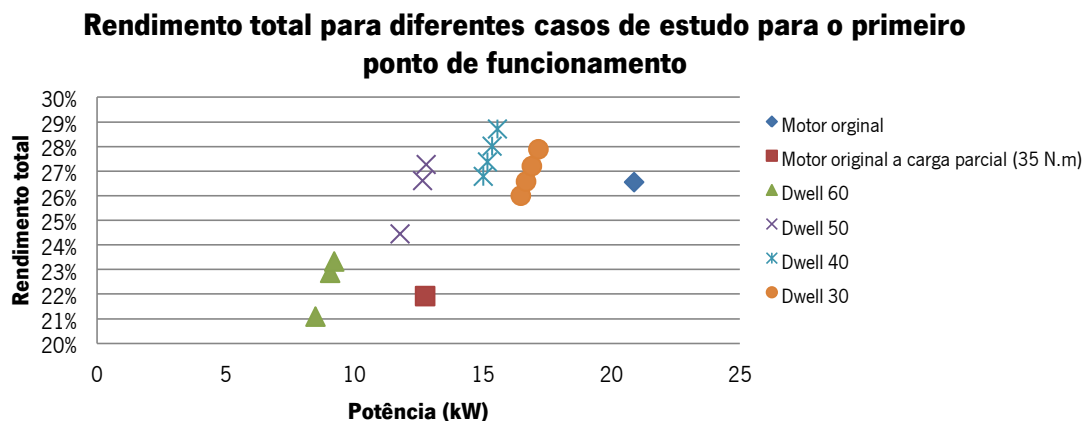
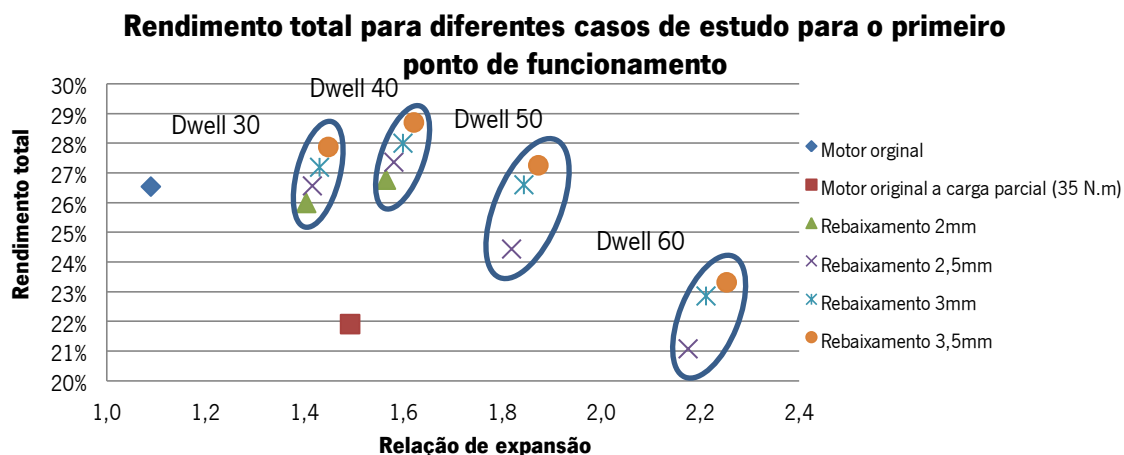
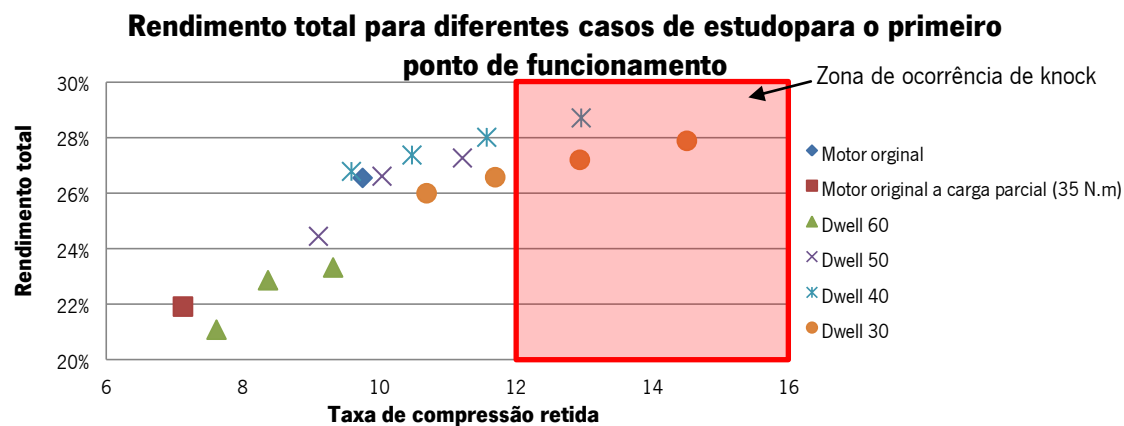


Figura A. 3 – Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da potência obtida

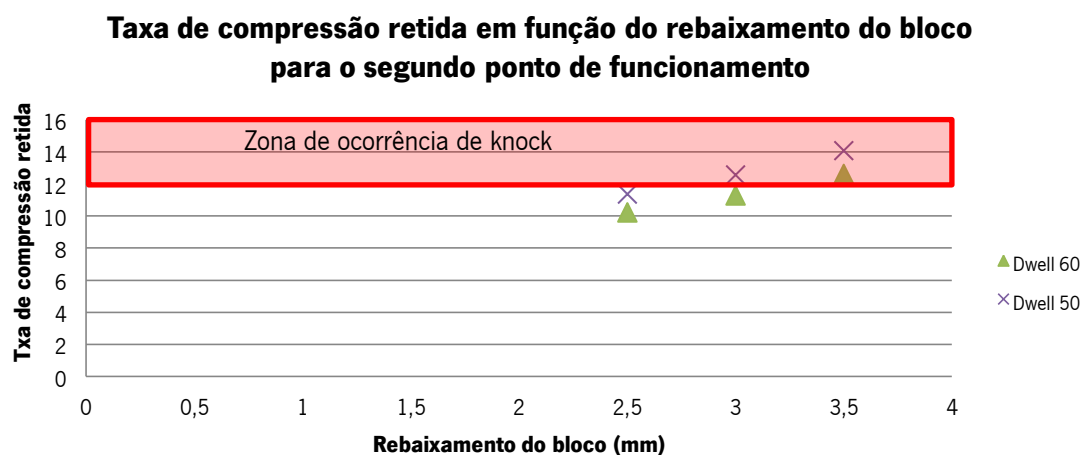




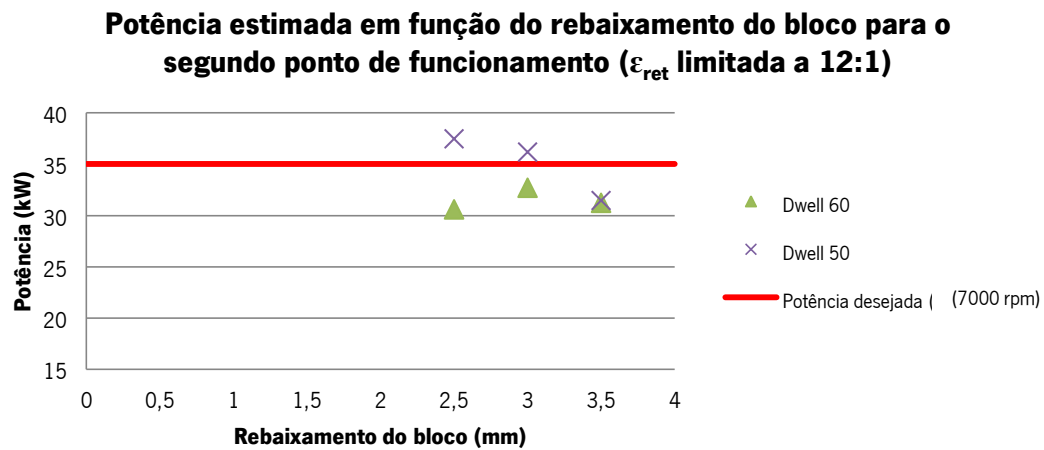
**Figura A. 4 – Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da relação de expansão**



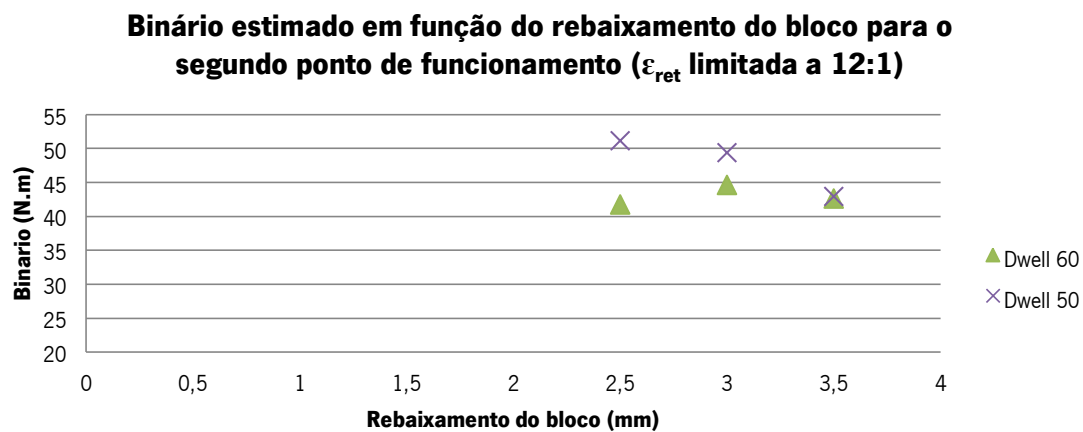
**Figura A. 5 - Rendimento total do motor BMW K75 para os diferentes casos de estudo em função da taxa de compressão retida**



**Figura A. 6 – Taxa de compressão retida para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco**



**Figura A. 7 – Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco**



**Figura A. 8 – Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco**

## **ANEXO B**

### **ESQUEMA ELÉTRICO ORIGINAL DO MOTOR BMW K75**

---



## 161





## **ANEXO C**

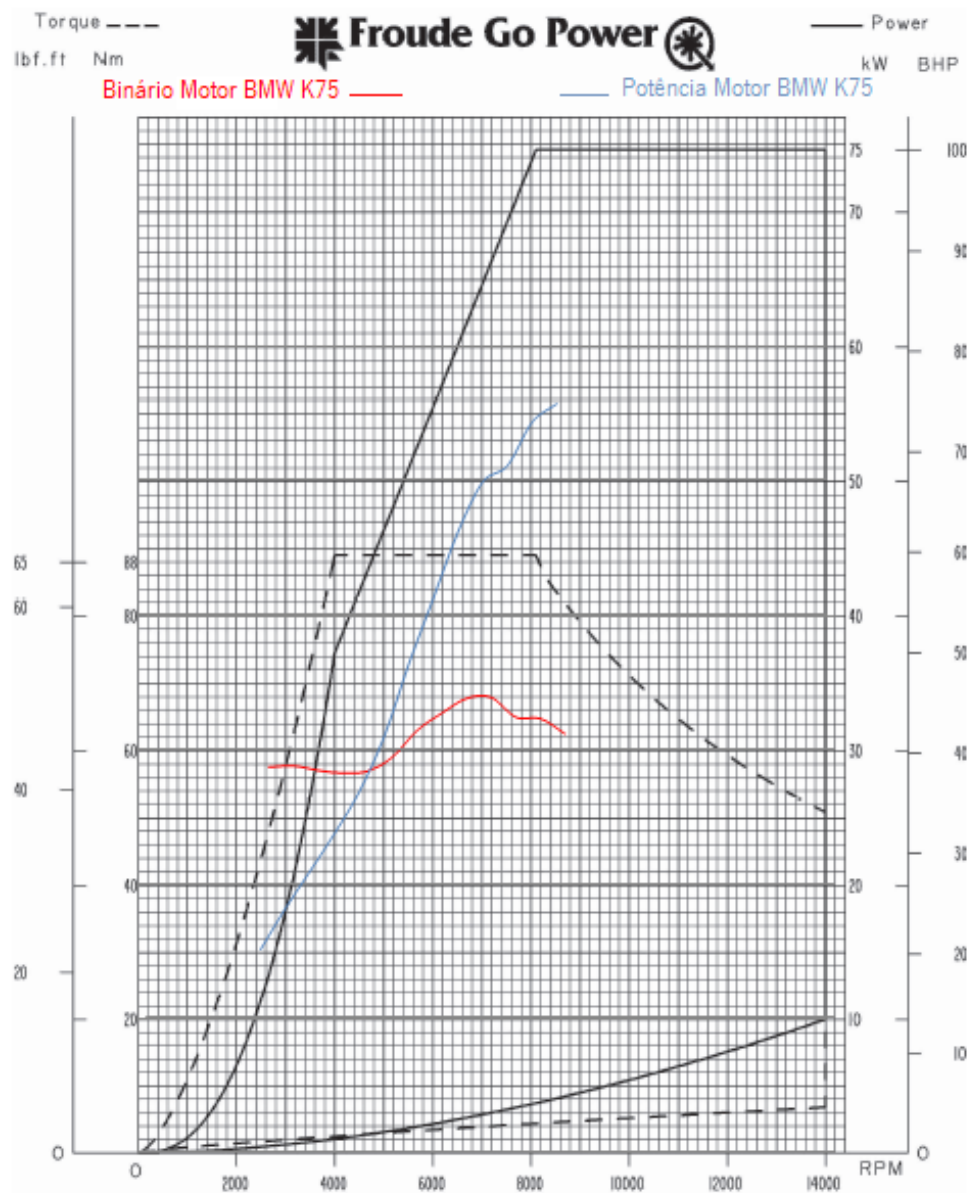
### **CURVAS CARACTERÍSTICAS DO FREIO HIDRÁULICO**

---





## ANEXO C – CURVAS CARACTERÍSTICAS DO FREIO HIDRÁULICO



**Figura C. 1 – Curvas características do motor BMW K75 sobrepostas às do freio hidráulico Go Power Systems D-100 (adaptado de [47])**



## **ANEXO D**

### **PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA**

---



## ANEXO D – PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA

A célula de carga foi calibrada adotando o seguinte procedimento:

1. Foi colocado no freio uma barra metálica, perfazendo um braço de 350mm;
2. Foram pesados 8 peças de massas diferentes numa balança de precisão;
3. Iniciou-se o software *PowerLogger*;
4. Foram colocados as peças anteriormente pesados, uma a uma, na extremidade do braço e registou-se o valor de tensão obtido, da célula de carga, para cada massa através do software;
5. Converteu-se a massa dos pesos colocados no braço, fixo ao freio, para binário;
6. Construiu-se uma curva de binário em função da tensão registada e obteve-se a equação de binário em função da tensão de saída da célula de carga.

A Tabela B. 1 apresenta o valor de tensão lido da célula de carga para cada massa colocada no braço, fixo ao freio. Sendo na Figura 5.6 apresentada a curva de calibração da célula de carga e respetiva equação.

**Tabela B. 1 – Valores registados para a construção da curva de calibração**

Massa [g]	Massa [kg]	Peso [N]	Braço [mm]	Binário [N.m]	Tensão da célula de carga [mV]
0	0	0	350,0	0	2499,7
1206,0	1,2	11,8		4,1	2527,0
2700,0	2,7	26,5		9,3	2568,0
3369,9	3,4	33,0		11,6	2583,6
5901,6	5,9	57,9		20,3	2642,2
8920,4	8,9	87,5		30,6	2709,6
12290,3	12,3	120,5		42,2	2787,7



## **ANEXO E**

### **MODELAÇÃO DO PISTÃO BMW K75**

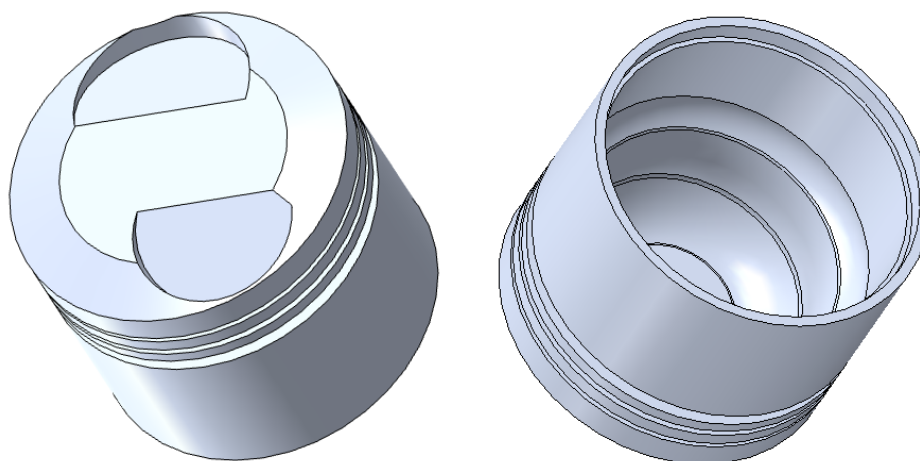
---





## ANEXO E – MODELAÇÃO DO PISTÃO BMW K75

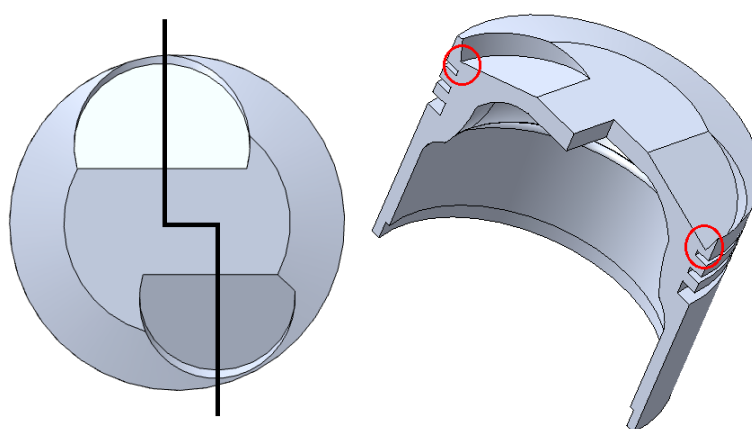
Foi modelado tridimensionalmente um pistão do motor BMW K75, Figura E. 1, de forma a permitir determinar algumas espessuras, sem necessidade de se cortar o pistão.



**Figura E. 1 – Pistão BMW K75 modelado tridimensionalmente**

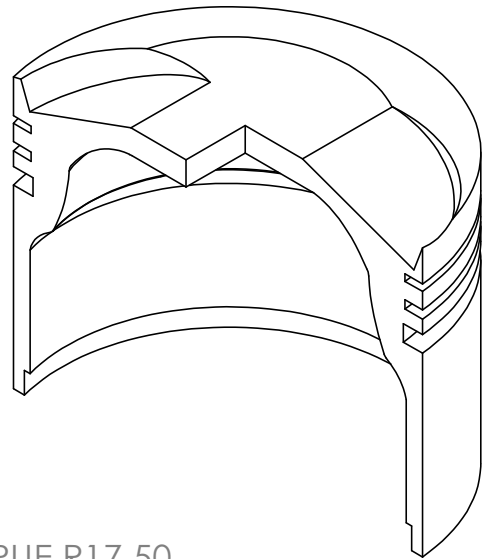
A saia do pistão não foi modelada na totalidade, faltando os orifícios para o cavilhão, uma vez que só interessava o estudo das espessuras na cabeça do pistão.

Para a determinação da espessura em zonas críticas da cabeça do pistão, ou seja zonas onde a espessura é mínima (delimitadas na Figura E. 2 por circunferências vermelhas), foi realizado um corte ao modelo 3D do pistão que passava pelo centro da circunferência das cavidades para as válvulas, como representado na Figura E. 2.



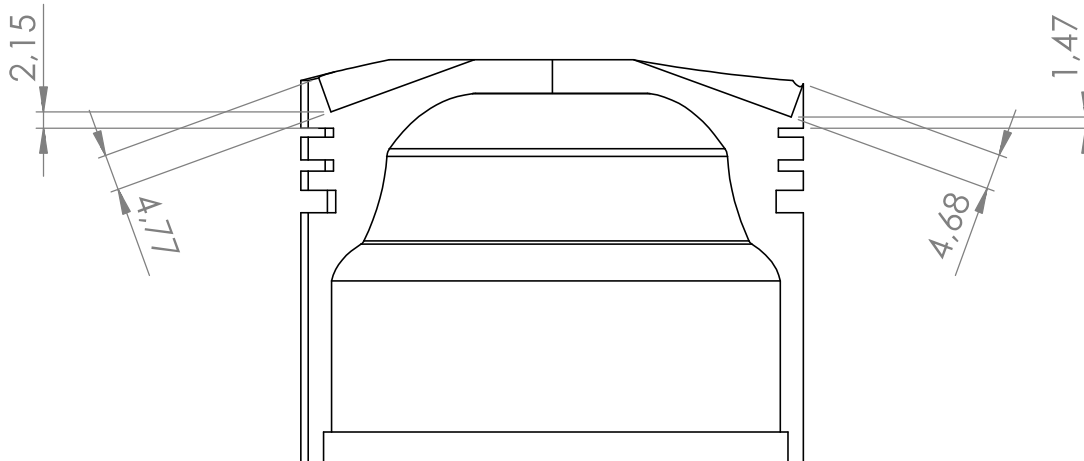
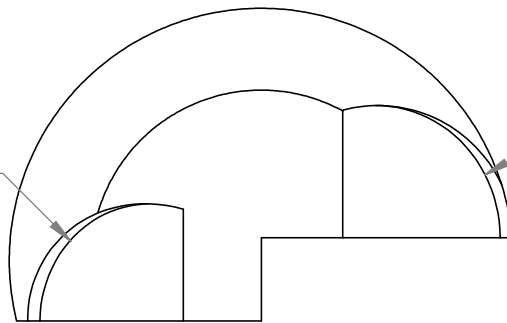
**Figura E. 2 - Pistão cortado**

Na página seguinte está apresentado um desenho técnico do pistão cortado com as respetivas espessuras nas zonas críticas.



TRUE R15,50

TRUE R17,50



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

1:1

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

Pistão BMW K75 cortado pelo centro  
dos cilindros por as válvulas

DWG NO.

Pistão BMW K75 (corte)

A4

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1